

**KOTAK GIGI MESIN BUBUT DENGAN 15 MACAM
KECEPATAN SPINDLE**

TUGAS AKHIR

Untuk memenuhi sebagian persyaratan
mencapai derajat sarjana S-1
Program Studi Teknik Mesin
Jurusan Teknik Mesin



Disusun oleh :

Stevi Pranata
995214047

**JURUSAN TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNIK
UNIVERSITAS SANATA DHARMA
YOGYAKARTA
2005**

**Gear Box Of Engine Lathe
With 15 Spindle Speeds**

Final Project

Presented as partial fulfillment of the Requirements
To obtain the Sarjana Teknik Degree
In Mechanical Engineering



By

Stevi Pranata
995214047

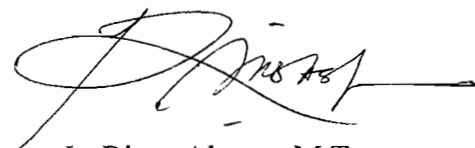
**MECHANICAL ENGINEERING STUDY PROGRAM
MECHANICAL ENGINEERING DEPARTMENT
ENGINEERING FACULTY
SANATA DHARMA UNIVERSITY
2005**

TUGAS AKHIR
KOTAK GIGI MESIN BUBUT DENGAN 15 MACAM
KECEPATAN SPINDLE

Oleh :
Stevi Pranata
995214047

Telah disetujui oleh :

Pembimbing I



Ir. Rines Alapan, M.T.

Tanggal : 18 okt 2005

TUGAS AKHIR
KOTAK GIGI MESIN BUBUT DENGAN 15 MACAM
KECEPATAN SPINDLE

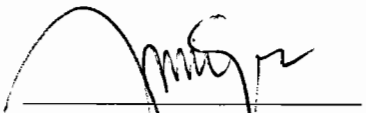
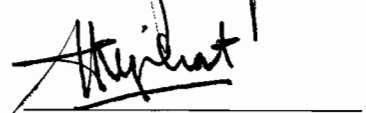
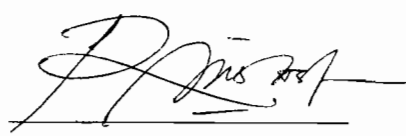
Dipersiapkan dan ditulis oleh

Stevi Pranata

995214047

Telah dipertahankan dihadapan dewan penguji
Pada tanggal 12 Oktober 2005

Susunan Panitia Penguji

	Nama Lengkap	Tanda Tangan
Ketua	I Gusti Ketut Puja, S.T,M.T.	
Sekretaris	Budi Sugiharto, S.T,M.T.	
Anggota	Ir. Rines, M.T	

Tugas Akhir ini telah diterima sebagai salah satu persyaratan
Untuk memperoleh gelar Sarjana Teknik Mesin
Yogyakarta, Oktober 2005
Fakultas Teknik
Universitas Sanata Dharma
Yogyakarta

Dekan



Ir. Greg. Heliarko, S.J., SS., B.ST., MA., M.Sc.

HALAMAN PERSEMBAHAN.

Puji dan syukur saya panjatkan kehadirat Allah Bapa penguasa alam semesta, dan kepada Yesus sang juru selamatku yang telah memberikan kesempatan pada saya untuk belajar, serta ibunda Maria sang pengantara segala doa dan permohonan saya, sehingga saya berhasil meraih gelar Sarjana Teknik. Keberhasilan ini saya persembahkan untuk:

- Keluarga tercinta; Papa dan Mama (Erwin Tandi dan Luciawati) yang sudah berjuang keras agar saya dapat belajar. Adik –adikku (Frangky Pranata dan Stevanie Pranata). Trimakasih atas suportnya,
- Almamaterku Universitas Sanata Dharma.

Saya menyadari betul bahwa selama proses belajar banyak sekali orang-orang yang mendukung saya, sehingga saya dapat berhasil dan berkembang menjadi seorang yang lebih baik. Untuk itu saya ingin mengucapkan banyak terima kasih atas segala kasih sayang, persahabatan, perhatian, kritik dan sarannya, kebersamaan kita dan kerjasama yang telah kita lakukan dalam suka dan duka serta semua yang telah diberikan kepadaku, kepada :

1. Sr. L. Yunitri M. FCJ. ST. Terima kasih suster, atas semua kasih sayang, perhatian, persahabatan, kebersamaan, bimbingan dan semuanya yang telah Suster berikan kepada saya, sehingga saya bisa menjadi pribadi yang lebih dewasa.
2. Rm. Greg. Heliarko SJ.,S.S.,B.S.T.,M.A., M.Sc. sebagai seorang Romo, Dekan, Dosen, Pembimbing spiritual-ku dan juga sebagai teman sepedaan, Terima Kasih Romo.
3. Campus Ministry : Rm. Andalas, Rm. Agung, Sr. Mariati, Sr. Inarita, Nita, Tiwi dan teman-teman Komunitas Paingan.
4. Sahabat – sahabatku : Ningrum, Indah, Ambo, Umay, Wati, Aris Anggoro, Ikasari, Etha.

5. Teman-teman Kost Joentoel: Tris, Ahoq, Lasro, Dimas.

Semua teman-teman yang kenal sama aku dan pernah berinteraksi, terima kasih semuanya.

*Hal yang menakutkan tidak akan pernah hilang, tapi percayalah hari
esok pasti lebih baik.*

*Ia seperti pohon, yang ditanam di tepi aliran air,
yang menghasilkan buahnya pada musimnya, dan yang tidak
layu daunnya; apa saja yang diperbuatnya berhasil.*

PERNYATAAN KEASLIAN KARYA

Dengan ini saya menyatakan dengan sesungguhnya bahwa, dalam tugas akhir ini tidak terdapat karya atau bagian karya orang lain yang pernah diajukan untuk memperoleh gelar kesarjanaan di suatu perguruan 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 dalam daftar pustaka.

Yogyakarta, 26 September 2005

Penulis

Stevi Pranata

INTISARI

Tugas akhir dengan judul “**Kotak Gigi Mesin Bubut Dengan 15 Macam Kecepatan Spindle**” ini adalah perancangan sistem transmisi mesin bubut CD 6250 B buatan RRC. Mesin ini menghasilkan 15 macam variasi kecepatan dengan daya motor 2,2 kW dan putaran motor 1435 rpm.

Permasalahan hanya dibatasi pada perhitungan sistem transmisi pada kotak roda gigi. Untuk menyelesaikan perhitungan digunakan teori dari elemen mesin dan mesin perkakas.

Berdasarkan hasil perhitungan diperoleh bahwa mesin buatan RRC ini tergolong mesin yang diatas standar, karena terdapat beberapa perubahan – perubahan yang dilakukan mulai dari kecepatan sampai jumlah gigi dari mesin ini.

KATA PENGANTAR

Puji syukur kepada Tuhan Yesus, karena atas kasih-Nya penulis dapat menyelesaikan penulisan Tugas Akhir ini dengan baik. Tugas Akhir ini merupakan salah satu mata kuliah terakhir yang wajib ditempuh oleh seorang calon sarjana Teknik Mesin, yang kemudian perancangan ini harus dipertanggung jawabkan oleh mahasiswa tersebut dalam suatu ujian pendadaran Tugas Akhir. Penulis mengucapkan terima kasih kepada :

1. Papa dan Mama tercinta yang selalu mengiringi penulis dengan doa dan yang menjadi sumber semangat dan motivasi bagi penulis untuk terus melangkah.
2. Saudara – saudaraku tercinta yang selalu memberikan motivasi.
3. Bapak Ir. Rines Alapan, M.T. selaku dosen pembimbing yang sangat membantu penulis dalam menyelesaikan tugas akhir ini.
4. Rm. Greg. Heliarko SJ.,S.S.,B.S.T.,M.A., M.Sc. Selaku Dekan Fak. Teknik yang telah membimbing, membantu dan memberikan motivasi kepada penulis dalam proses pengerjaan tugas akhir ini.
5. Bapak Y. Agung Cahyanta, ST. MT. Selaku ketua jurusan Teknik Mesin.
6. Kepada para dosen Fakultas Teknik Mesin Universitas Sanata Dharma yang telah membimbing saya selama kuliah.
7. Teman-teman mahasiswa Teknik Mesin dan pihak-pihak lain yang telah membantu penulis dalam menyelesaikan perancangan ini baik dalam menyumbangkan pikiran, informasi dan motivasi kepada penulis sehingga tugas ini dapat terselesaikan.
8. Teman – teman kost Joentoel, dan teman-teman serta semua pihak yang telah membantu yang tidak dapat saya sebutkan satu persatu. Terima kasih atas kerja samanya.

Saya menyadari betul bahwa dalam melaksanakan proses pengerjaan tugas akhir ini masih banyak kekurangan di sana-sini. Untuk itu saya terbuka untuk menerima saran dan kritik yang membangun guna mengembangkan tugas akhir saya ini, sehingga tugas akhir ini dapat dimanfaatkan untuk bahan pembelajaran.

Akhir kata, saya mengucapkan banyak terima kasih atas perhatiannya, dan semoga tugas akhir ini dapat berguna bagi banyak orang.

Yogyakarta, Agustus 2005

Penulis

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL	i
HALAMAN PERSETUJUAN PEMBIMBING	iii
HALAMAN PENGESAHAN	iv
HALAMAN PERSEMBAHAN.....	v
PERNYATAAN KEASLIAN KARYA.....	vi
INTISARI.....	vii
KATA PENGANTAR	viii
DAFTAR ISI	x
DAFTAR TABEL	xii
DAFTAR GAMBAR	xiv
DAFTAR LAMPIRAN	xviii
BAB I PENDAHULUAN	
A. Latar Belakang	1
B. Tujuan.....	2
BAB II TEORI DAN MEKANISME MESIN	
A. Teori Mesin	3
B. Bagian – bagian dari kotak roda gigi (Gear Box)	9
C. Mekanisme mesin.....	20
D. Pelumasan.....	22
E. Batasan Masalah.....	23
F. Langkah perancangan.....	24
BAB III PERHITUNGAN KOMPONEN TRANSMISI	
A. Pendahuluan	25
B. Rasio Transmisi, Kecepatan Standar, dan Daya Iris	25
C. Perancangan Sabuk V.....	54
D. Perancangan Roda Gigi.....	67
E. Perancangan Poros	87
F. Pasak.....	168
G. Poros Bintang (Spline Shaft).....	179

H. Perhitungan Bantalan	184
I. Pelumasan Dan Perawatan Mesin	199
BAB IV HASIL – HASIL PERHITUNGAN	208
BAB V Kesimpulan dan Penutup	
A. Kesimpulan.....	221
B. Penutup.....	222
DAFTAR PUSTAKA	223
LAMPIRAN	224

DAFTAR TABEL

Tabel 1: Jumlah gigi pada mesin bubut	27
Tabel 2: Nilai – nilai koefisien efisiensi untuk berbagai transmisi.....	28
Tabel 3: Motor listrik	29
Tabel 4: Tabel kecepatan potong ijin	31
Tabel 5: Harga K untuk baja dan besi cor	33
Tabel 6: Kekuatan tarik bahan	34
Tabel 7: Kecepatan spindel standar untuk berbagai nilai (φ).....	36
Tabel 8: Rasio pada setiap pasangan transmisi.	53
Tabel 9: Faktor koreksi	55
Tabel 10 : Ukuran pulli-V	58
Tabel 11: Sabuk-V standar	60
Tabel 12: Kapasitas daya untuk satu sabuk tunggal.....	61
Tabel 13: Panjang sabuk-v standar.....	62
Tabel 14: Faktor koreksi (K_{θ})	65
Tabel 15: Daerah penyetelan jarak sumbu poros (mm)	65
Tabel 16: Harga modul standar (JIS B 1701-1973)	67
Tabel 17: Faktor bentuk gigi	72
Tabel 18: Faktor dinamis, f_v	73
Tabel 19: Tegangan lentur yang diijinkan pada bahan roda gigi	75
Tabel 20: Faktor tegangan kontak (k_H).....	75
Tabel 21: Baja karbon untuk konstruksi mesin dan baja batang yang diformasi dingin untuk poros.....	89
Tabel 22: Data material sabuk.....	91
Tabel 23: Gaya – gaya pada roda gigi.....	96
Tabel 24: Diameter poros standar	103
Tabel 25: Besi cor kelabu.....	171
Tabel 26: Spesifikasi pasak pada poros I	172
Tabel 27: Tekanan permukaan ijin \bar{p} (n/mm^2)	180

Tabel 28: Ukuran spline	180
Tabel 29: Bantalan bola radial (diameter poros 22~35 mm).....	185
Tabel 30: Bantalan bola radial (diameter poros 35~60 mm).....	185
Tabel 31: Bantalan bola radial (diameter poros 60~85 mm).....	186
Tabel 32: Bantalan kerucut (diameter poros 65~75mm).....	186
Tabel 33: Faktor keandalan	189
Tabel 34: Pemilihan cara pelumasan untuk roda gigi	200
Tabel 35: Pemilihan viskositas kinematik oli pelumas roda gigi (ν) pada temperatur 40°c berdasarkan harga karakteristik pelumas ks/ ν (menurut DIN 51 509).....	201

DAFTAR GAMBAR

Gambar 1 : Mesin Bubut Senter .	4
Gambar 2 : Landasan Mesin Bubut.	5
Gambar 3 : Potongan Dari Kepala Tetap Colchester ‘ Bantam’	6
Gambar 4 : Kepala lepas mesin bubut senter.	6
Gambar 5 : Macam-macam roda gigi	15
Gambar 6 : Macam-macam bantalan gelinding.	17
Gambar 7 : Bantalan bola radial alur dalam baris tunggal	19
Gambar 8 : Bantalan rol kerucut baris tunggal.	19
Gambar 9 : Susunan Transmisi Mesin Bubut CD 6250 B	20
Gambar 10 : Skematik Sistem Transmisi Mesin Bubut 15 Kecepatan	23
Gambar 11 : Skematik Sistem Transmisi Mesin Bubut 15 Kecepatan	26
Gambar 12 : Diagram Struktur Transmisi.	37
Gambar 13 : Sistem transmisi putaran 1880 rpm.	38
Gambar 14 : Sistem transmisi putaran 1340 rpm.	39
Gambar 15 : Sistem transmisi putaran 1000 rpm.	40
Gambar 16 : Sistem transmisi putaran 800 rpm.	41
Gambar 17 : Sistem transmisi putaran 630 rpm.	42
Gambar 18 : Sistem transmisi putaran 500 rpm.	43
Gambar 19 : Sistem transmisi putaran 400 rpm.	44
Gambar 20 : Sistem transmisi putaran 315 rpm.	45
Gambar 21 : Sistem transmisi putaran 250 rpm.	46
Gambar 22 : Sistem transmisi putaran 200 rpm.	47
Gambar 23 : Sistem transmisi putaran 160 rpm.	48
Gambar 24 : Sistem transmisi putaran 125 rpm.	49
Gambar 25 : Sistem transmisi putaran 100 rpm.	50
Gambar 26 : Sistem transmisi putaran 80 rpm.	51
Gambar 27 : Sistem transmisi putaran 63 rpm.	52
Gambar 28 : Diagram Kecepatan (Speed Chart).	54
Gambar 29 : Skematik poros mesin.	88

Gambar 30 : Pulli Mesin Bubut..	93
Gambar 31 : Poros I Dalam Arah Horizontal.....	97
Gambar 32 : BMD Horizontal Poros I.	97
Gambar 33 : Poros I Dalam Arah Vertikal.....	98
Gambar 34: BMD Vertikal Poros I.	98
Gambar 35: BMD Resultan Poros I.	104
Gambar 36: Diagram M/EI Poros I.....	105
Gambar 37: Analisa Slope (θ_C) Dan Defleksi (Y_C) di Titik C Poros I.....	106
Gambar 38: Analisa Slope (θ_D) dan defleksi (y_D) di titik D Poros I.....	107
Gambar 39: Analisa Slope (θ_E) dan defleksi (y_E) di titik E Poros I.....	108
Gambar 40: Analisa Slope (θ_F) dan defleksi (y_F) di titik F Poros I.....	109
Gambar 41: Skematik Kecepatan 63 Rpm	111
Gambar 42: Roda Gigi 13-14-15	112
Gambar 43: Batang AB Horizontal Poros II Putaran 63 Rpm	113
Gambar 44: Batang BC Horizontal Poros II Putaran 63 Rpm	114
Gambar 45: Momen Batang ABC Horizontal Poros II Putaran 63 Rpm	118
Gambar 46: BMD Batang ABC Horizontal Poros II Putaran 63 Rpm	119
Gambar 47: Batang AB Vertikal Poros II Putaran 63 Rpm	120
Gambar 48: Batang BC Vertikal Poros II Putaran 63 Rpm	120
Gambar 49: Reaksi Batang AB dan BC Vertikal Poros II Putaran 63 Rpm	126
Gambar 50: BMD Batang ABC Vertikal Poros II Putaran 63 Rpm	127
Gambar 51: Skematik Kecepatan 125 Rpm	128
Gambar 52: Susunan Roda gigi 11-14-17.....	129
Gambar 53: Batang BC Horizontal Poros II Putaran 125 Rpm	129
Gambar 54: Reaksi Batang AB dan BC Horizontal Poros II Putaran 125 Rpm	131
Gambar 55: BMD Batang ABC Horizontal Poros II Putaran 125 Rpm	131
Gambar 56: Reaksi Pada Batang AB dan BC Vertikal poros II Putaran 125 Rpm.....	133
Gambar 57: BMD Batang ABC Poros II Putaran 125 Rpm	133
Gambar 58: BMD Resultan Poros II Putaran 63 Rpm	136

Gambar 59: Diagram M/EI Poros II Putaran 63 Rpm.....	137
Gambar 60: Analisa Slope Dan Defleksi Batang AB Poros II Putaran 63 Rpm	137
Gambar 61: Analisa Slope (θ_D) dan Defleksi (y_D) di titik D Poros II Putaran 63 Rpm	138
Gambar 62: Analisa Slope dan defleksi batang BC Poros II Putaran 63 Rpm	139
Gambar 63: Analisa Slope (θ_E) dan defleksi (y_E) di titik E Poros II Putaran 63 Rpm	141
Gambar 64: Analisa Slope (θ_F) dan defleksi (y_F) di titik F Poros II Putaran 63 Rpm	142
Gambar 65: Analisa Slope (θ_G) dan defleksi (y_G) di titik G Poros II Putaran 63 Rpm	142
Gambar 66: Analisa Slope (θ_H) dan defleksi (y_H) di titik H Poros II Putaran 63 Rpm	143
Gambar 67: Variasi 1 Poros III ..	145
Gambar 68: BMD Batang AB Horizontal Poros III.....	145
Gambar 69: BMD Batang AB Vertikal Poros III.....	146
Gambar 70: Variasi 2 Poros III ..	147
Gambar 71: Variasi 3 Poros III ..	148
Gambar 72: Variasi 4 Poros III ..	149
Gambar 73: BMD Resultan Poros III variasi 3	152
Gambar 74: Diagram M/EI Poros III variasi 3.....	153
Gambar 75: Analisa Slope (θ_D) dan defleksi (y_D) di titik D Poros III variasi 3 ...	154
Gambar 76: Analisa Slope (θ_E) dan defleksi (y_E) di titik E Poros III variasi 3 ...	155
Gambar 77: Variasi 1 Poros IV ..	157
Gambar 78: BMD Batang AB Horizontal Variasi 1 Poros IV	157
Gambar 79: BMD Batang AB Vertikal Variasi 1 Poros IV	158

Gambar 80: Variasi 2 Poros IV ..	159
Gambar 81: Variasi 3 Poros IV ..	160
Gambar 82: BMD Resultan Poros IV variasi 1 ..	162
Gambar 83: Diagram M/EI Poros IV variasi 1.....	163
Gambar 84: Analisa Slope(θ_C) dan defleksi(y_C) di Titik C Poros IV variasi 1 ...	164
Gambar 85: Analisa Slope(θ_D) dan defleksi(y_D) di titik D Poros IV variasi 1	165
Gambar 86: Analisa Slope (θ_F) dan defleksi (y_F) di titik F Poros IV variasi 1..	166
Gambar 87: Faktor Konsentrasi Tegangan α ..	168
Gambar 88: Faktor Konsentrasi Tegangan β ..	169
Gambar 89: Penampang Spline ..	181
Gambar 90: Grafik Viskositas Dinamis ..	203

DAFTAR LAMPIRAN

Lampiran 1. Program Roda Gigi Lurus Standar	224
Lampiran 2. Hasil Perhitungan Roda Gigi Lurus (Z_1 - Z_4)	240
Lampiran 3. Hasil Perhitungan Roda Gigi Lurus (Z_2 - Z_6)	243
Lampiran 4. Hasil Perhitungan Roda Gigi Lurus (Z_3 - Z_5)	248
Lampiran 5. Hasil Perhitungan Roda Gigi Lurus (Z_7 - Z_9)	251
Lampiran 6. Hasil Perhitungan Roda Gigi Lurus (Z_8 - Z_{10})	254
Lampiran 7. Hasil Perhitungan Roda Gigi Lurus (Z_{11} - Z_{14})	257
Lampiran 8. Hasil Perhitungan Roda Gigi Lurus (Z_{14} - Z_{17})	260
Lampiran 9. Hasil Perhitungan Roda Gigi Lurus (Z_{15} - Z_{16})	263

BAB I

PENDAHULUAN

A. Latar Belakang

Mesin bubut adalah sebuah mesin perkakas yang digunakan untuk memproduksi atau membuat bentuk – bentuk silindris. Jenis yang paling tua dan paling umum adalah pembubut (*lathe*) yang melepas bahan dengan memutar benda kerja terhadap pemotong mata tunggal. Suku cadang yang harus dimesin dapat dipegang di antara kedua pusatnya, dipasangkan pada plat muka, didukung dalam pencekam rahang, atau dipegang dalam pencekam yang ditarik kedalam atau leher (*collet*). Meskipun mesin ini terutama disesuaikan untuk pekerjaan silindris, dapat juga digunakan untuk kepentingan yang lain. Permukaan rata dapat dicapai dengan menyangga benda kerja pada plat muka atau dalam pencekam. Benda kerja yang dipegang dalam cara ini dapat juga diberi pusat, digurdi, dibor, atau dilebarkan lubangnya, pembubut dapat juga digunakan untuk membuat kenob, memotong ulir, atau membubut tirus (Amstead, B. H; Ostwald Philip. F; Begeman Myron L; Priambodo, Bambang. 1992: 100).

Pembubutan adalah proses yang paling penting dan sering dilakukan didalam proses pengerjaan bahan. Alasan mengapa pembubutan memegang peranan penting adalah:

- a. Banyak bagian mesin yang juga perkakas potong, menurut dasarnya benda putar. Maka untuk membuat benda kerja tersebut sering digunakan proses pembubutan.
- b. Dalam proses pembubutan, daya sayat atau mengelupas serpih secara tidak putus. Sehingga kualitas permukaan yang baik dapat dicapai sesuai dengan kebutuhannya.
- c. Perkakas bubut relatif sederhana misalnya dibanding dengan mesin frais, EDM, CNC dan lain-lain, karenanya perkakas bubut relatif lebih murah dibanding mesin-mesin perkakas yang lain

B. Tujuan

Dalam persoalan tugas akhir ini akan dirancang sebuah sistem transmisi mesin bubut dengan 15 macam kecepatan spindel yang setara dengan mesin bubut tipe CD 6250 B buatan Republik Rakyat China (RRC).

Mesin CD 6250 B ini memiliki 15 macam kecepatan spindel dengan daya sebesar 5,5 kW atau 7,5 kW dan putaran motor penggerak 1440 rpm. Mesin CD 6250 B ini memiliki kecepatan terendah 22 rpm dan kecepatan tertinggi sebesar 1800 rpm.

Dengan mengambil pola susunan transmisi yang sama dari mesin CD 6250 B, maka dalam persoalan tugas akhir ini akan dirancang sebuah susunan transmisi mesin bubut yang memiliki 15 macam kecepatan spindel dengan daya motor 2,2 kW dan putaran motor 1435 rpm yang dihasilkan sebagai putaran output.

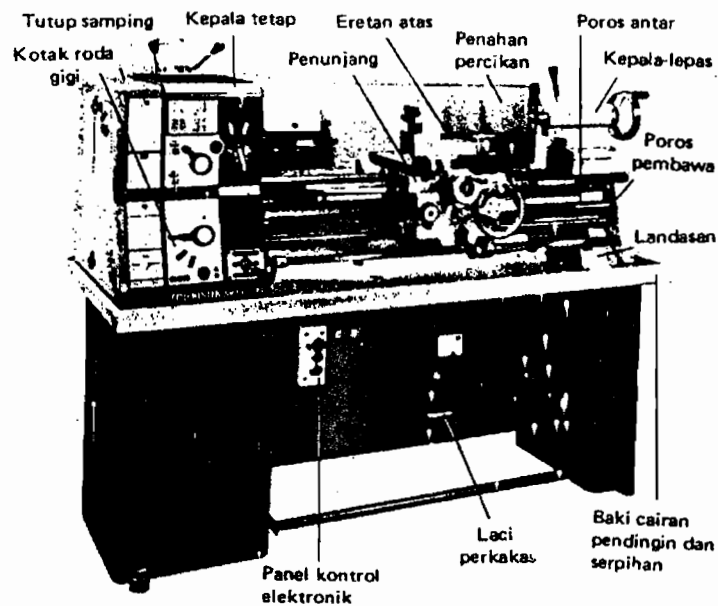
BAB II TEORI DAN MEKANISME MESIN

A. Teori Mesin

Mesin bubut termasuk salah satu mesin perkakas dengan gerak utama berputar. Fungsinya untuk menghilangkan sebagian bahan benda kerja, membentuk benda kerja dengan berputar oleh alat potong yang diam, bentuk benda kerja dapat berupa: batang-batang silindris, konis, ulir. Pengirisan dapat dilakukan pada bagian dalam atau luar dari benda kerja. Benda kerja biasanya berputar ke arah operator, bisa dipasang di antara dua senter yang masuk pada lubang – lubang yang dibor tirus pada salah satu ujungnya, atau bisa juga dicekam dengan cakar atau dibautkan pada sebuah pelat penyetel. Perkakas potong, dipasang pada puncak dari eretan, bisa digerakkan sepanjang mesin atau melintasinya, dan kedua pergerakan ini adalah merupakan fungsi dasar untuk pembuatan sebuah silinder yang benar. Pergerakan memanjang dari perkakas sepanjang luncuran (*sliding*) menghasilkan suatu permukaan yang bundar dan pergerakan melintang untuk “*surfacing*” menghasilkan suatu permukaan yang rata.

1. Bagian – Bagian Utama Dari Mesin Bubut.

Mesin bubut memiliki beberapa bagian – bagian utama dan dapat dilihat dalam Gambar 1, beberapa bagian utama dari mesin bubut akan dijelaskan sebagai berikut :



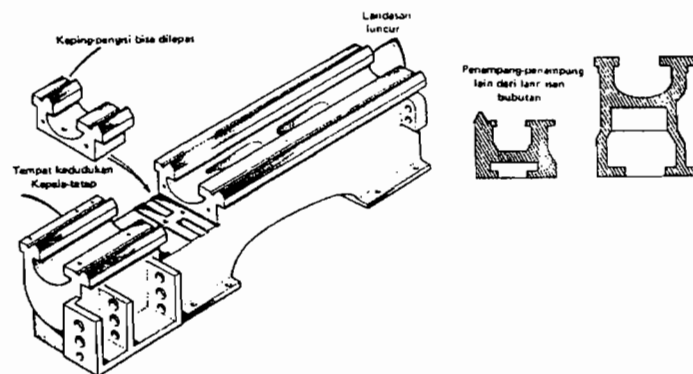
Gambar 1. Mesin Bubut Senter

a. Alas mesin

Ini adalah alas mesin bubut yang terbuat dari besi cor, biasanya berbentuk kotak yang sangat kokoh, bagian dalamnya cekung dan berigi sehingga cairan pendingin dan serpihan – serpihan bisa lewat dengan mudah, puncak dari landasan dikenal dengan “ways” (jalan) yang dikerjakan secara presisi dan sering dikeraskan, hasil kerja dari mesin bubut sangat tergantung dari kelurusan dari permukaan – permukaan ini yang biasanya diselesaikan dengan penggerindaan presisi.

b. Celah landasan

Kebanyakan mesin bubut dibuat dengan suatu celah pendek pada landasan di depan kepala tetap (lihat Gambar 2), dan ini menaikkan kapasitas dar mesin bubut untuk membubut roda – roda dan pulli – pulli yang besar.

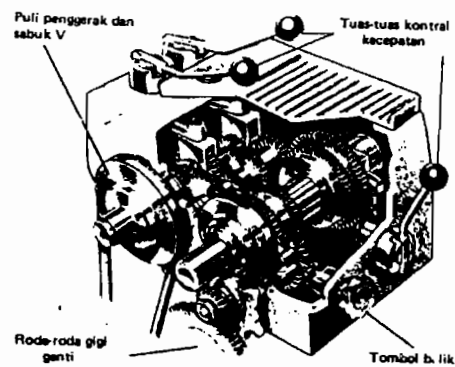


Gambar 2. Landasan Mesin Bubut

c. Kepala tetap

Dalam bentuk sebuah kotak coran yang kuat, kepala tetap itu dipasang dan dibuat secara presisi pada landasan (lihat Gambar 3). Bagian ini kadang – kadang dicor menjadi satu bagian dengan landasan mesin. Kepala tetap menyangga poros dengan bantalan – bantalan yang presisi yang harus menahan beban radial dan beban ujung. Bantalan – bantalan tersebut biasanya mempunyai tipe rol tirus, yang bisa menahan beban – beban menyamping pada poros.

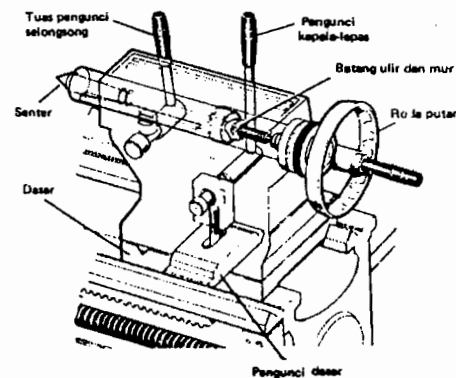
Poros berlubang (*hollow shaft*), sebagai tempat masuknya benda kerja yang panjang agar dapat dikerjakan dalam proses pembubutan.



Gambar 3. Potongan Dari Kepala Tetap Colchester ' Bantam'

d. Kepala lepas

Kepala lepas (lihat Gambar 4) menyangga ujung bebas dari benda kerja dan juga digunakan untuk pengeboran dan peluasan (*reaming*) dengan memegang benda kerja pada cakar atau plat penyatel. Kepala lepas meluncur pada landasan luncur dan pada kebanyakan mesin bubut pada bagian ini terbagi dua supaya bisa distel kemudian.



Gambar 4. Kepala lepas mesin bubut senter.

e. Eretan atau sadel.

Bagian ini berfungsi sebagai pembawa perkakas pemotong dan bisa bergerak sepanjang landasan. Dengan tangan atau secara otomatis. Bagian ini bisa dikunci dimana saja sepanjang landasan. Dilengkapi dengan eretan lintang untuk pergerakan melintang atau “*surfacing*” dan pada eretan ini dipasang eretan atas yang bisa diputar dan dikunci pada setiap posisi untuk pembubutan ketirusan yang pendek. Pada bagian depan dipasang apron yang bisa diatur panjangnya dan disini akan menyentuh kontrol untuk pemakanan, baik dengan tangan maupun otomatis ketika meratakan permukaan, pembubutan silindris atau pembuatan ulir.

f. Batang ulir pengantar.

Batang ulir pengantar fungsinya memindahkan gerakan pemakanan pada pembuatan ulir, memanjang sepanjang landasan, terpasang disamping apron. Bagian ini bisa disatukan atau bebas dari eretan dengan bantuan sebuah mekanisme kopling, yang bisa dijalankan ketika batang ulir berputar. Kopling ini cukup sederhana, terdiri dari mur belah yang besar (mur setengah) yang bisa dibuka-tutup sekitar batang ulir dengan pergerakan dari tuas pada apron. Mekanisme ini hanya digunakan pada pembuatan ulir.

g. Poros pembawa.

Sebagai tambahan pada batang ulir pengantar, dipasang sebuah poros pembawa untuk menggerakkan eretan bawah atau eretan lintang sewaktu pembubutan secara otomatis. Batang ulir pengantar tidak digunakan untuk maksud ini sebab mekanisme ini cukup mahal dan juga pergerakannya terlalu cepat.

h. Ukuran - ukuran mesin bubut

Ukuran mesin bubut di Inggris biasanya dinyatakan dengan ketinggian senter –senternya dari landasan, menunjukkan jari – jari sebuah silinder yang akan bebas dari landasan, tetapi sering bahwa “ayunan” (*swing*) dari mesin bubut dinyatakan dan hal ini didasarkan pada diameter dari suatu silinder.

2. Kerjaan Pembubutan

Di dalam mesin bubut ada berbagai macam pekerjaan bubutan yang dapat dilakukan diantaranya adalah sebagai berikut:

a. Pembubutan senter (bor senter).

Langkah pertama pada pembubutan di antara senter adalah pengeboran lubang – lubang untuk penempatan benda kerja dan untuk ini, bor yang dikombinasikan dan bor senter (*countersink*) digunakan pembubutan tirus.

Ada beberapa jalan untuk pembubutan tirus yaitu :

- 1) Pemegang pahat compound (*compound slide rest*) bisa diputar untuk pembubutan tirus dalam atau luar yang pendek.
- 2) Kepala lepas bisa digeser ke samping untuk pembubutan ketirusan bagian luar yang lebih panjang.
- 3) Bisa dengan menggunakan peralatan pembubutan tirus untuk ketirusan luar dan ketirusan dalam yang lubangnya lebih pendek.
- 4) Semua pahat bubut dengan sisi yang lurus bisa digunakan untuk ketirusan yang pendek sekali.

b. Pekerjaan cakar meliputi: pengeboran pada cakar, peluasan (*reaming*), pembuatan lubang pada cakar, pemotongan (*parting off*), pembubutan dan pembuatan lubang sebuah metal blok bantalan, dan lain sebagainya.

c. Proses pengerjaan lainnya meliputi: pekerjaan pelat penyetel, mandrels (duri = poros), pengkartelan (*knurling*), pembuatan lubang pada mesin bubut, pengefrisan pada mesin bubut, pembuatan ulir pada mesin bubut, pembuatan ulir sekrup pada mesin bubut, dan lain sebagainya.

B. Bagian – bagian dari kotak roda gigi (Gear Box).

Pada persoalan tugas akhir ini akan dirancang sebuah kotak transmisi mesin bubut, maka bagian – bagian penting dalam sebuah kotak transmisi, sehingga dapat menghasilkan 15 macam putaran spindle akan dijelaskan sebagai berikut:

1. Motor listrik

Mesin bubut ini digerakkan oleh sebuah motor listrik. Pemilihan motor listrik yang tepat sangat penting dalam perancangan mesin bubut ini, pemilihan motor listrik berdasarkan pada daya yang dibutuhkan dan putaran yang diperlukan pada saat proses pembubutan. Dalam perancangan kotak transmisi mesin bubut ini digunakan motor listrik produksi LM motor industry dengan daya 2,2 kW dan putaran (n_1) 1435 rpm.

2. Sabuk

Transmisi untuk elemen mesin yang lugas, yang dapat dipakai untuk memindahkan daya pada jarak yang terhitung panjang dapat digolongkan atas tiga macam, yaitu :

- a. Transmisi sabuk.
- b. Transmisi rantai.
- c. Transmisi kabel atau tali.

Dari macam-macam transmisi tersebut diatas, transmisi kabel atau tali hanya dipakai untuk maksud khusus, dan transmisi tersebut diatas memainkan peranan yang penting dalam menyerap beban-beban kejut dan meredam pengaruh gaya getaran. Sabuk dipakai untuk memindahkan daya antara 2 poros yang sejajar. Poros-poros harus terpisah pada suatu jarak minimum tertentu, yang tergantung dari jenis pemakaian sabuk, agar bekerja secara efisien.

Karakteristik dari sabuk adalah sebagai berikut:

- a. Bisa dipakai untuk jarak sumbu yang panjang.
- b. Karena slip dan gerakan sabuk yang lambat, perbandingan kecepatan sudut kedua poros tidak konstan.
- c. Bila menggunakan sabuk datar aksi klos didapat dengan menggeser sabuk dari pulli yang bebas ke pulli yang ketat.
- d. Bila menggunakan sabuk V, beberapa variasi dalam perbandingan kecepatan sudut bisa didapat dengan menggunakan pulli kecil dengan sisi yang dibebani pegas.
- e. Sedikit penyetelan atas jarak sumbu biasanya diperlukan sewaktu sabuk sedang dipakai.
- f. Dengan menggunakan pulli yang bertingkat, suatu alat pengubah perbandingan kecepatan yang ekonomis bisa didapat.

Sebagian transmisi sabuk menggunakan sabuk-V karena mudah dalam penanganannya dan harganya pun murah, pada perencanaan mesin bubut inipun menggunakan sabuk sebagai penerus putaran. Kecepatan sabuk pada umumnya 10 sampai 20 (m/s), dan maksimum sampai 25 (m/s). Daya maksimum yang dapat ditransmisikan kurang lebih 500 (kW).

Sabuk-V terbuat dari karet dengan tenunan dari kain dan benang, biasanya katun, rayon, atau nylon, dan diresapi dengan karet, dengan penampang yang berbentuk trapesium, sabuk ini terutama dipakai agar dalam keadaan yang paling tidak menguntungkan (jarak sumbu kecil,

perbandingan transmisi besar, atau keduanya), pra tegangan kecil namun masih memberi penyelesaian. Sabuk V dibelitkan di keliling alur pulli yang berbentuk V pula. Bagian sabuk yang sedang dalam membelit pada pulli ini mengalami lengkungan sehingga lebar bagian dalamnya akan bertambah besar. Gaya gesekan juga akan bertambah karena pengaruh bentuk baji, yang akan menghasilkan transmisi daya yang besar pada tegangan yang relatif rendah. Hal ini merupakan salah satu keunggulan sabuk V dibandingkan sabuk rata.

3. Pulli

Seperti pada elemen-elemen mesin yang lain, ukuran-ukuran utama pulli sabuk selalu distandarisasi. Ukuran utama pulli sabuk terdiri dari :

- a. Diameter sentuh (untuk sabuk rata), Diameter rata-rata (untuk sabuk-V standar), Diameter kerja (untuk sabuk-V standar).
- b. Lebar.
- c. Ukuran profil alur (untuk sabuk-V).

Sedangkan ukuran lain untuk bagian-bagian lain dari pulli sabuk bersifat bebas. Jenis pulli yang lain adalah: pulli sabuk rata, pulli sabuk-V standar, pulli sabuk-V sempit, pulli penegang, dan sebagainya.

Konstruksi pada pulli sabuk, untuk pembebanan normal digunakan besi tuang, sebagai material. Dan untuk pembebanan yang berat dan putaran yang tinggi dibuat dari baja tuang atau dari baja.

Pulli sabuk untuk beban ringan, juga dibuat dari metal ringan (misalnya: aluminium, aluminium tuang, dengan pengerjaan mesin seperti biasanya atau dengan konstruksi tuang, terkadang pulli juga dibuat dari plastik atau dari material kayu. Tetapi pada umumnya pulli sabuk dibuat dari besi cor kelabu (FC20-FC30). Pada permukaan pulli dibuat sehalus mungkin hal ini dibuat agar keausan sabuk akibat slip kemuluran dapat diperkecil.

4. Poros

Poros (*shaft*) adalah suatu bagian stasioner yang berputar, biasanya berpenampang bulat, dimana terpasang elemen- elemen mesin seperti roda gigi, pulli, roda gila (*flywheel*), engkol, gigi jentera (*sprocket*), dan elemen pemindah daya yang lainnya. Poros merupakan salah satu elemen mesin yang sangat penting peranannya, karena poros berguna untuk menahan dan memindahkan daya atau tenaga lewat suatu perputaran dan transmisi untuk mendapatkan perputaran ini dipegang oleh poros.

Hal-hal penting yang mesti diperhatikan dalam perencanaan sebuah poros adalah sebagai berikut.

a. Kekuatan poros.

Sebuah poros yang akan direncanakan harus cukup kuat untuk menahan beban puntir/lentur atau gabungan dari beban puntir dan

lentur, beban tarik atau beban tekan, seperti pada poros baling-baling kapal atau turbin.

Faktor kelelahan, tumbukan, atau pengaruh pengaruh konsentrasi tegangan bila diameter poros diperkecil (poros bertangga), atau poros yang mempunyai alur pasak.

b. Kekakuan poros.

Poros walaupun memiliki kekuatan yang cukup tetapi bila terjadi lenturan atau puntiran yang terlalu besar akan mengakibatkan ke-tidak telitian, oleh karena itu kekakuan poros juga harus diperhatikan.

c. Putaran kritis.

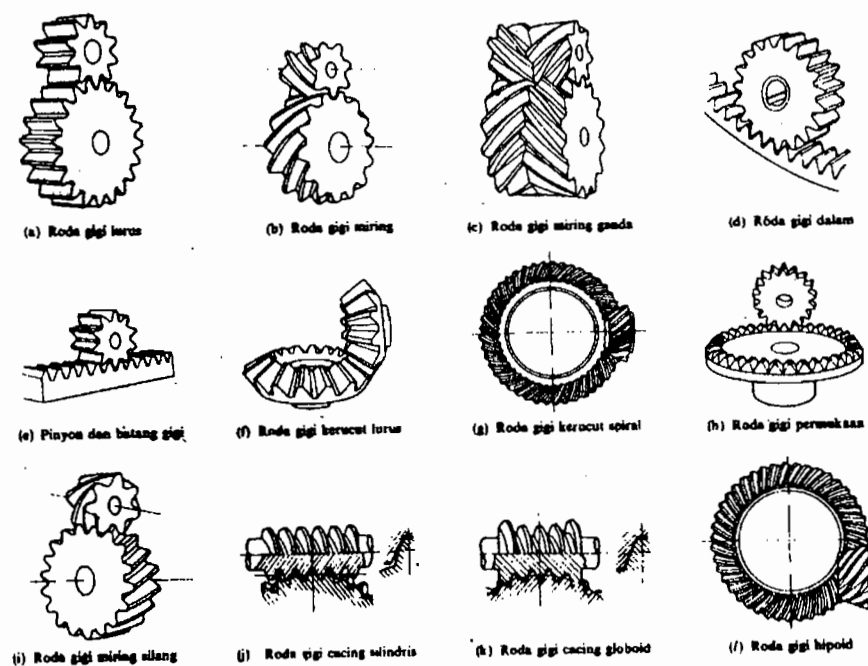
Bila putaran suatu mesin dinaikkan maka, pada putaran tertentu dapat terjadi getaran yang luar biasa besarnya. Putaran ini disebut dengan putaran kritis, yang dapat mengakibatkan kerusakan pada poros, maka dalam perencanaan poros harus dirancang sedemikian rupa, sehigga putarannya lebih rendah daripada putaran kritisnya.

d. Korosi.

Bahan-bahan yang tahan terhadap korosi harus dipilih untuk poros propeler dan pompa bila terjadi kontak dengan fluida korosif, dan poros-poros yang terancam kavitasi, dan poros-poros mesin sering berhenti lama.

5. Roda gigi

Roda gigi merupakan salah satu sarana yang terbaik dalam memindahkan gerakan putar dari satu poros ke poros yang lainnya. Guna mentransmisikan daya yang besar dan putaran yang tepat tidak dapat dilakukan dengan roda gesek, maka kedua roda tersebut harus dibuat bergerigi pada sekelilingnya, sehingga penerusan daya dilakukan gigi-gigi kedua roda yang saling berkait. Jenis – jenis dari roda gigi dapat dilihat dalam Gambar 5 .



Gambar 5. Macam-macam roda gigi (Sularso, 1994:213)

Didalam perancangan mesin bubut ini digunakan roda gigi lurus (*spur gear*) dipakai untuk memindahkan gerakan putar antara poros-poros yang sejajar. Yang biasanya berbentuk silindris, dan gigi-giginya adalah lurus dan sejajar dengan sumbu putaran. Lingkaran puncak gigi (*pitch circle*) adalah suatu lingkaran teoritis terhadap mana semua perhitungan biasanya didasarkan. Lingkaran puncak dari sepasang roda gigi yang berpasangan adalah saling bersinggungan satu terhadap yang lain. *Pinion* adalah roda gigi yang terkecil diantara dua roda gigi yang saling berpasangan. Yang lebih besar disebut roda gigi (*gear*).

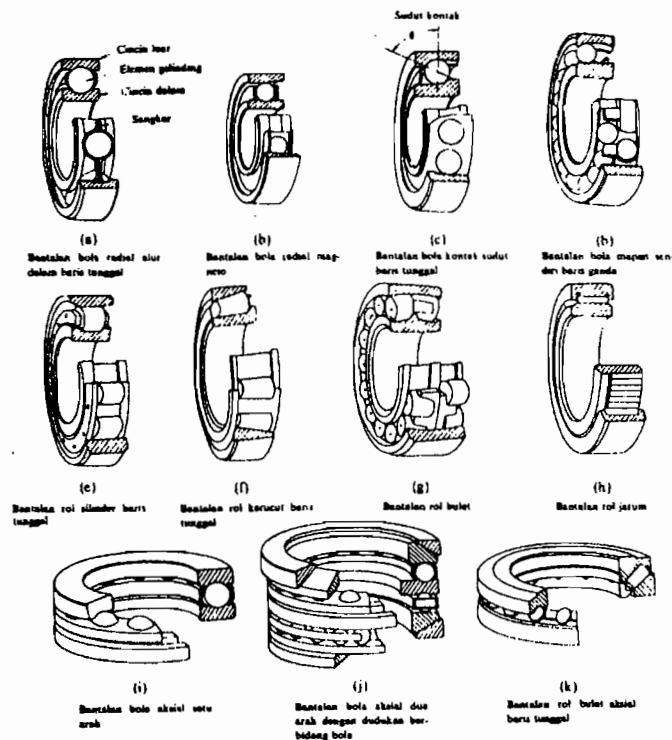
6. Bantalan

Bantalan merupakan salah satu elemen mesin yang menumpu poros berbeban, sehingga putaran atau gerakan bolak-baliknya dapat berlangsung secara halus, aman, dan berumur panjang (lihat Gambar 6). Jika bantalan tidak berfungsi dengan baik maka prestasi kerja seluruh sistem akan menurun.

Keuntungan pemakaian bantalan dalam suatu sistem transmisi adalah sebagai berikut: Momen awalan dan momen kerja hampir sama besar, kebutuhan pelumas sedikit sekali, pemeliharaan mudah. Karena adanya ukuran standarisasi, maka mudah sekali mencari gantinya jika rusak dan dapat ditukar-tukarkan.

Kerugian pemakaian bantalan dalam suatu sistem transmisi adalah: Sangat peka terhadap beban kejut, terutama pada posisi diam atau ketika

berputar lambat ($n < 20$ rpm), umur pakai dan tingginya angka putaran terbatas, sangat peka terhadap debu / kotoran, jadi membutuhkan perapat atau *seal*.



Gambar 6. Macam-macam bantalan gelinding (Sularso, 1994:129)

Bantalan gelinding dalam pemakaiannya lebih diutamakan untuk :

- a. Mesin atau bagian mesin yang memerlukan perawatan yang sedikit pada pengoperasian yang normal, misalnya : untuk mesin perkakas , motor listrik, kotak roda gigi, kendaraan, ventilator dan lain-lain.
- b. Bagian-bagian dari konstruksi yang dioperasikan dengan angka putaran rendah dan membawa beban berat, tetapi dituntut agar kerugian akibat gesekan harus sekecil mungkin, misalnya : untuk kait kran , spindel, dan lainnya.

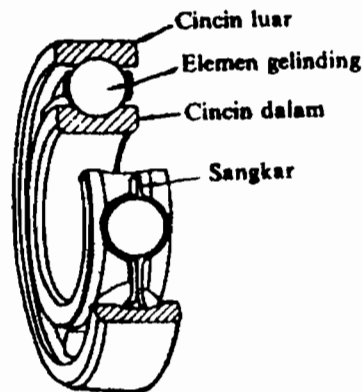
Fungsi dari bantalan gelinding adalah:

- a. Sebagai tempat menggelindingnya elemen gelinding yang menopang beban dan menjaga posisi pada bagian ring atau piringan yang memiliki alur. Ring atau piringan dan elemen gelinding dibuat dari baja kromium paduan rendah, yaitu dengan : 1 % C ; 1,5 % Cr (dalam penggunaan khusus kadar Cr dapat mencapai 18 %) ;0,25 % Si ; dan 0,3 % Mn. Material ini dikeraskan sampai 62 ± 3 RHC
- b. Penghindar persentuhan antar elemen gelinding dan agar elemen gelinding selalu memiliki jarak yang sama, satu terhadap yang lain ini terdapat pada sangkar. Sangkar dibuat dari plat baja atau kuningan.

Pada perancangan mesin bubut ini, digunakan bantalan bola radial alur dalam baris tunggal dan bantalan rol kerucut baris tunggal. Bantalan bola terbagi menjadi beberapa jenis yaitu:

- a. Bantalan bola alur dalam.

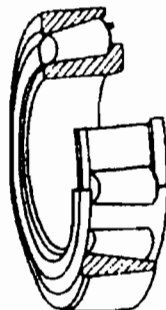
Bantalan bola radial alur dalam baris tunggal paling banyak dipakai di dalam konstruksi mesin karena dapat menopang baik beban radial maupun beban aksial serta harganya murah. Diantara semua jenis bantalan gelinding bantalan bola alur dalam yang mampu menerima angka putaran yang tertinggi, yaitu sampai 50.000 rpm, pada bantalan bola dengan ukuran yang kecil dan dengan konstruksi khusus dapat mencapai putaran 100 rpm, untuk lebih jelasnya dapat dilihat dalam Gambar 7 dibawah ini.



Gambar 7. Bantalan bola radial alur dalam baris tunggal (Sularso, 1994: hal. 129)

- b. Bantalan bola kontak sudut , baris tunggal.
- c. Bantalan bola empat kontak.
- d. Bantalan bola kontak sudut , baris ganda.
- e. Bantalan bola dapat diurai.
- f. Bantalan bola mapan sendiri.

Sedangkan bantalan rol kerucut baris tunggal dapat menerima beban radial maupun beban aksial yang besar. Karena ring luar dapat dilepas, maka pembongkaran dan pemasangandapat dilakukan dengan mudah. Bantalan rol kerucut biasanya dipasang berhadapan satu terhadap yang lain , kelonggarannya dapat disetel / diatur (lihat Gambar 8).



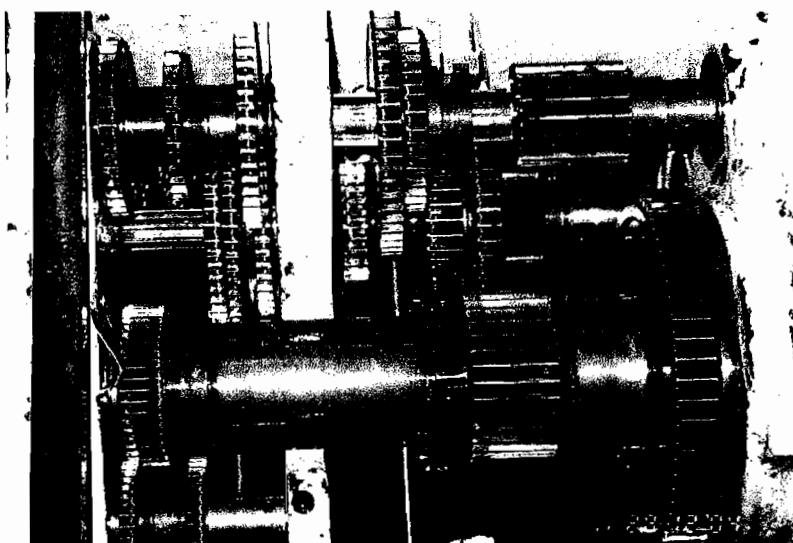
Gambar 8. Bantalan rol kerucut baris tunggal (Sumber: Sularso, 1994: 129)

7. Pasak

Pasak adalah suatu elemen mesin yang dipakai untuk menetapkan bagian-bagian mesin seperti roda gigi, sproket, pulli, kopling, dan lain-lain, pada poros. Pada pasak yang dibebani adalah penampangnya yang memanjang, beban pada penampang melintang tidak banyak terdapat pada pasak. Pasak memanjang terutama digunakan untuk menyematkan naf pada poros. Pada pasak momen diteruskan dari poros ke naf atau dari naf ke poros.

C. Mekanisme mesin

Mesin bubut ini dirancang dengan mengambil bentuk dari susunan transmisi dari mesin bubut CD 6250 B buatan Republik Rakyat China (RRC), untuk skematik susunan transmisinya dapat dilihat pada Gambar 9. Susunan Transmisi Mesin Bubut CD 6250 B. Mesin ini digerakkan oleh motor dengan daya 5,5 kW atau 7,5 kW dan memiliki putaran motor 1440 rpm.



Gambar 9. Susunan Transmisi Mesin Bubut CD 6250 B.

Pada persoalan tugas akhir ini akan dirancang sebuah mesin yang digerakkan oleh motor dengan daya 2,2 kW dan memiliki putaran 1435 rpm. Sistem transmisi penggerak yang terdapat pada mesin bubut ini, berfungsi untuk meneruskan putaran daya dari motor penggerak ke sebuah poros utama mesin. Putaran dari motor listrik merupakan putaran *input* dan diteruskan dengan memutar V-belt, belt berputar menggerakkan pulli driven pada mesin yang kemudian diteruskan dengan menggunakan sistem transmisi roda gigi lurus, untuk diteruskan ke poros utama sebagai putaran *output* yang menghasilkan putaran yang bervariasi.

Motor listrik yang terdapat pada mesin bubut ini mempunyai kemampuan atau daya 2,2 kw dan putaran 1435 rpm. Pada mesin bubut ini terdapat 15 macam variasi putaran *output*, dengan kecepatan putaran terendah 63 rpm dan kecepatan tertinggi 1880 rpm. Pada mesin bubut ini digunakan dua macam sistem transmisi yaitu sistem transmisi sabuk dan sistem transmisi roda gigi lurus yang digunakan untuk menggerakkan poros utama.

Putaran mesin pada poros I diteruskan ke poros II diterima oleh roda gigi geser, lalu diteruskan ke poros III, putaran dari poros III diteruskan ke roda gigi ($Z_{13} - Z_{14} - Z_{15}$), roda gigi ini bukanlah roda gigi yang memutar poros melainkan roda gigi ini hanya sebagai penerus putaran, roda gigi ini terdapat pada poros II dan hanya berputar terhadap poros II untuk lebih jelasnya dapat dilihat dalam Gambar 10. Skematik sistem transmisi mesin bubut 15 kecepatan spindle.

Putaran dari roda gigi ($Z_{13} - Z_{14} - Z_{15}$) diteruskan ke poros IV sebagai putaran akhir. Proses yang disebutkan di atas adalah proses penurunan putaran dan putaran yang dihasilkan ada 12 macam putaran, sedangkan untuk 3 putaran lainnya dihasilkan dengan meningkatkan putaran input. Dalam peningkatan putaran, putaran yang diteruskan oleh poros I ke poros II tidak diteruskan ke poros III tetapi langsung diteruskan ke poros IV dan dihasilkanlah 3 macam putaran tinggi.

D. Pelumasan

Tujuan dari pelumasan adalah mengurangi gesekan, keausan, dan kepanasan dari bagian mesin yang bergerak relatif satu terhadap yang lainnya. Di samping itu, bahan pelumas tidak boleh merugikan komponen yang lain misalnya bantalan, sil, atau kopling. Pelumas adalah zat yang, bila dimasukkan di antara permukaan – permukaan yang bergerak, dapat menyelesaikan tujuan ini.

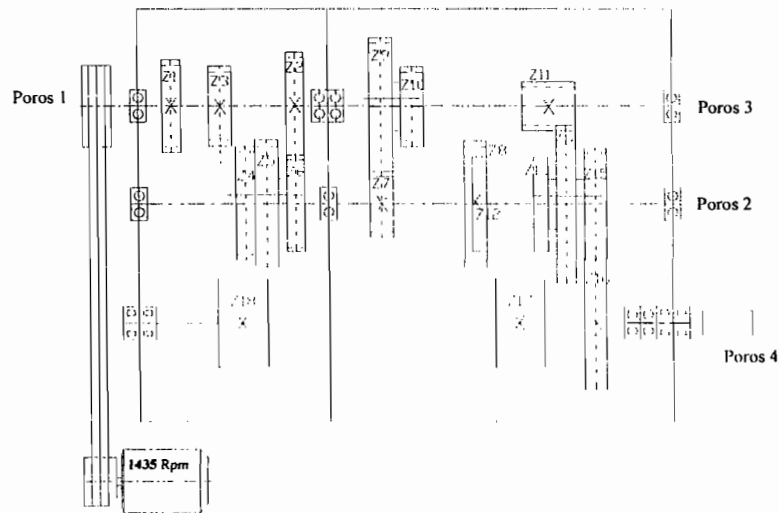
Ada dua cara pelumasan yaitu pelumasan gemuk dan pelumasan minyak, namun pada intinya sama saja.

Pelumasan gemuk (*grease*), pelumasan ini lebih diutamakan pada pengoperasian / pemakaian bantalan secara normal, karena diperlukan sedikit pengawasan dan perawatan. Gemuk juga berfungsi sebagai pelindung terhadap debu, maka dari itu penyekat / perapat bantalan (sil) dapat dibuat / direncanakan dengan sederhana dan murah.

Pelumasannya minyak, pelumasan ini lebih diutamakan pemakaiannya untuk angka putaran yang tinggi dan untuk bantalan yang terletak di dekat elemen yang lain yang juga membutuhkan pelumasan minyak, misalnya : roda gigi di dalam suatu kotak (*gear box*).

E. Batasan Masalah

Pada perancangan tugas akhir ini, akan dirancang sebuah sistem transmisi pada *speed gearbox* mesin bubut. Pada mesin bubut ini digunakan transmisi sabuk dan transmisi roda gigi yang memiliki 15 macam variasi kecepatan spindel, mesin bubut ini digolongkan sebagai pembubut mesin (*Engine Lathe*), dengan daya 2,2 kw dan putaran motor 1435 rpm, untuk skematik dari susunan transmisinya dapat dilihat pada Gambar 5.



Gambar 10 . Skematik Sistem Transmisi Mesin Bubut 15 Kecepatan Spindle

F. Langkah perancangan.

Langkah-langkah perancangan adalah :

1. Perancangan rasio transmisi
2. Perancangan sabuk dan pulley
3. Perancangan roda gigi lurus
4. Perancangan poros.
5. Perancangan bantalan.
6. Perancangan bagian-bagian pendukung yang dianggap penting.

BAB III

PERHITUNGAN KOMPONEN TRANSMISI

A. Pendahuluan

Dalam perhitungan komponen transmisi ini, akan dihitung komponen – komponen yang berperan penting di dalam suatu kotak gigi dari awal sampai akhir seperti yang telah dijelaskan di dalam Bab II, langkah – langkah perhitungan adalah sebagai berikut:

1. Rasio transmisi, kecepatan standar, dan daya iris.
2. Perancangan sabuk.
3. Roda gigi.
4. Perencanaan poros.
5. Pasak.
6. Bantalan.
7. Pelumasan .

B. Rasio Transmisi, Kecepatan Standar, dan Daya Iris.

1. Transmisi Sabuk.

Transmisi sabuk digunakan untuk meneruskan putaran dari motor listrik yang berputar pada putaran 1435 rpm ke pulli mesin yang berputar pada putaran 900 rpm. Dengan demikian maka nilai rasio putarannya (i) pada transmisi sabuk adalah:

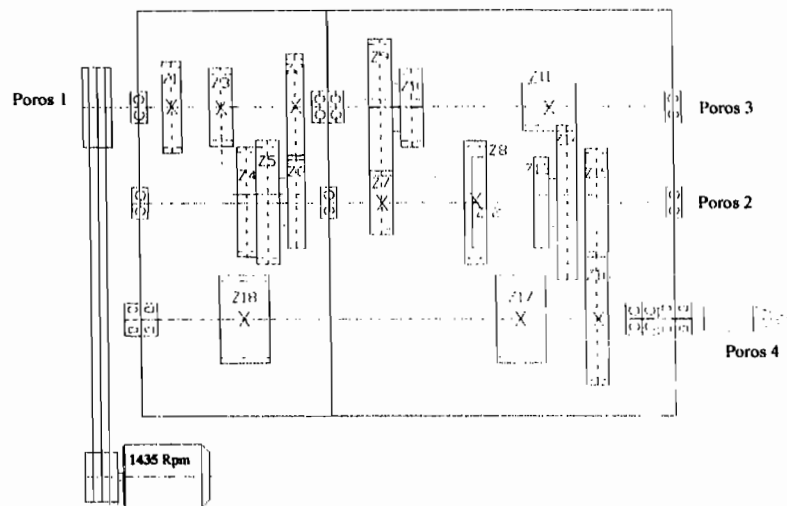
$$i = \frac{\text{Putaran output}}{\text{Putaran input}} = \frac{n_{\text{output}}}{n_{\text{input}}}$$

$$i = \frac{900}{1435} = 0,627$$

Putaran 900 rpm ini adalah putaran konstan pada poros I dalam kotak transmisi mesin bubut ini. Lalu putaran 900 rpm ini akan didistribusikan sampai kepada poros utama mesin atau poros IV.

2. Transmisi Roda Gigi Lurus.

Di dalam kotak transmisi terdapat roda – roda geser yang bersatu menjadi sebuah blok geser, yang digeserkan di atas sebuah poros bintang oleh sebuah tuas penghubung sehingga roda gigi akan bekerja dengan bergantian. Skematik sistem transmisi yang terdapat dalam kotak transmisi mesin bubut ini dapat dilihat pada Gambar 11 dibawah ini :



Gambar 11. Skematik Sistem Transmisi Mesin Bubut 15 Kecepatan Spindle

Jumlah gigi yang terdapat pada kotak transmisi mesin bubut ini dapat dilihat dalam Tabel 1 dibawah ini:

Tabel 1. Jumlah Gigi Pada Mesin Bubut.

Z_1	Z_2	Z_3	Z_4	Z_5	Z_6	Z_7	Z_8	Z_9	Z_{10}	Z_{11}	Z_{12}	Z_{13}	Z_{14}	Z_{15}	Z_{16}	Z_{17}
36	55	26	44	42	48	26	45	58	28	18	36	36	62	48	58	34

Di dalam kotak transmisi roda gigi ada dua macam kedudukan roda gigi yaitu: roda gigi tetap (*fixed gear*) dan roda gigi tidak tetap (*movable gear*). Pada gambar skematik transmisi diatas terdapat gambar roda gigi yang telah diberi tanda silang, itu adalah roda gigi yang tidak dapat bergerak atau roda gigi tetap, yaitu : Z_1 , Z_2 , Z_3 , Z_7 , Z_8 , Z_{11} , Z_{16} , Z_{17} , dan Z_{18} , sedangkan roda gigi yang dapat bergerak (*movable gear*) adalah sebagai berikut: Z_4 , Z_5 , Z_6 , Z_9 , Z_{10} , Z_{13} , Z_{14} , dan Z_{15} . Karena adanya pergeseran dari roda – roda gigi ini, maka akan menghasilkan berbagai macam variasi putaran *output* dari mesin bubut ini.

3. Perhitungan Daya Pengirisan.

Pada mesin bubut ini digunakan motor listrik dengan kapasitas daya 2,2 kW dan putaran 1435 rpm. Dengan kapasitas motor 2,2 kW ini akan digunakan untuk membubut baja. Di dalam proses penyaluran energi ke motor listrik ini menimbulkan perubahan energi yang menimbulkan perbedaan daya input dengan daya output pada poros utama mesin. Perbedaan tersebut menimbulkan nilai perbandingan yang disebut dengan efisiensi. Efisiensi dapat berubah – berubah selama proses kontak berlangsung. Oleh sebab itu dalam perhitungan diambil

harga rata – ratanya, nilai – nilai koefisien efisiensi transmisi dapat dilihat dalam Tabel. 2, dan nilai efisiensi dari motor listrik dapat dilihat pada Tabel.3.

Tabel 2. Nilai – Nilai Koefisien Efisiensi untuk berbagai Transmisi. (N.K.Mehta,hal. 6)

Jenis transmisi	Koefisien efisiensi
Transmisi sabuk dengan sabuk plat	0,98
Trasmisi sabuk dengan sabuk – V	0,99
Trasmisi roda gigi lurus	0,98
Trasmisi roda gigi miring	0,97
Trasmisi roda gigi payung	0,96
Bantalan bola atau gelinding	0,995
Mekanisme engkol atau peluncur	0,90
Kopling cakar	0,95
Kopling gesek plat banyak yang operasinya didalam minyak.	0,90

TABEL 3. Motor Listrik (LM Motor Industry)

380V/3ø/50Hz

OUTPUT		SPEED			EFFICIENCY			POWER FACTOR			CURRENT		TORQUE		ROTOR	
HP	KW	100%	75%	50%	FULL LOAD (%)	3/4 LOAD (%)	1/2 LOAD (%)	FULL LOAD (%)	3/4 LOAD (%)	1/2 LOAD (%)	FULL LOAD (A)	LOCKED ROTOR (A)	FULL LOAD (kgm)	LOCKED ROTOR (kgm)	TYPE	
1/2	0.37	1400	1400	1400	75.0	75.0	75.0	76.5	71.0	59.0	1.62	11	0.167	45	23	0.022
		1400	1400	1400	75.0	75.0	75.0	76.5	62.0	47.0	1.67	11	0.167	45	23	0.022
		1400	1400	1400	75.0	75.0	75.0	76.5	65.0	42.0	1.74	11	0.167	45	23	0.022
0.5	0.37	1400	1400	1400	75.0	75.0	75.0	77.0	71.0	59.0	1.64	7	0.265	110	230	0.035
		1400	1400	1400	75.0	75.0	75.0	77.0	63.0	45.0	1.74	7	0.265	110	230	0.035
		1400	1400	1400	75.0	75.0	75.0	77.0	66.0	40.0	1.80	7	0.265	110	230	0.035
1	0.74	1400	1400	1400	71.0	71.0	68.0	73.0	67	53.0	1.73	11	0.290	250	21	0.039
		1400	1400	1400	71.0	71.0	68.0	73.0	67	49.0	1.79	11	0.290	250	21	0.039
		1400	1400	1400	71.0	71.0	68.0	73.0	67	45.0	1.85	11	0.290	250	21	0.039
1.5	1.1	1400	1400	1400	75.5	75.5	72.5	76.5	70.5	57.5	1.72	11	0.330	110	250	0.047
		1400	1400	1400	75.5	75.5	72.5	76.5	70.5	53.5	1.78	11	0.330	110	250	0.047
		1400	1400	1400	75.5	75.5	72.5	76.5	70.5	49.5	1.84	11	0.330	110	250	0.047
2	1.5	1400	1400	1400	80.0	80.0	77.0	81	75	61	1.71	11	0.370	110	280	0.055
		1400	1400	1400	80.0	80.0	77.0	81	75	57	1.77	11	0.370	110	280	0.055
		1400	1400	1400	80.0	80.0	77.0	81	75	53	1.83	11	0.370	110	280	0.055
3	2.2	1400	1400	1400	85.5	85.5	82.5	86.5	80.5	67.5	1.70	11	0.410	110	310	0.063
		1400	1400	1400	85.5	85.5	82.5	86.5	80.5	63.5	1.76	11	0.410	110	310	0.063
		1400	1400	1400	85.5	85.5	82.5	86.5	80.5	59.5	1.82	11	0.410	110	310	0.063
4	3.0	1400	1400	1400	86.0	86.0	83.0	87	81	68	1.69	11	0.450	110	340	0.071
		1400	1400	1400	86.0	86.0	83.0	87	81	64	1.75	11	0.450	110	340	0.071
		1400	1400	1400	86.0	86.0	83.0	87	81	60	1.81	11	0.450	110	340	0.071
5	3.7	1400	1400	1400	86.5	86.5	83.5	87.5	81.5	69	1.68	11	0.490	110	370	0.079
		1400	1400	1400	86.5	86.5	83.5	87.5	81.5	65	1.74	11	0.490	110	370	0.079
		1400	1400	1400	86.5	86.5	83.5	87.5	81.5	61	1.80	11	0.490	110	370	0.079
7.5	5.5	1400	1400	1400	88.0	88.0	85.0	89	83	72	1.67	11	0.530	110	400	0.087
		1400	1400	1400	88.0	88.0	85.0	89	83	68	1.73	11	0.530	110	400	0.087
		1400	1400	1400	88.0	88.0	85.0	89	83	64	1.79	11	0.530	110	400	0.087
10	7.5	1400	1400	1400	88.5	88.5	85.5	89.5	83.5	73	1.66	11	0.570	110	430	0.095
		1400	1400	1400	88.5	88.5	85.5	89.5	83.5	69	1.72	11	0.570	110	430	0.095
		1400	1400	1400	88.5	88.5	85.5	89.5	83.5	65	1.78	11	0.570	110	430	0.095
15	11	1400	1400	1400	89.0	89.0	86.0	90	84	74	1.65	11	0.610	110	460	0.103
		1400	1400	1400	89.0	89.0	86.0	90	84	70	1.71	11	0.610	110	460	0.103
		1400	1400	1400	89.0	89.0	86.0	90	84	66	1.77	11	0.610	110	460	0.103
20	15	1400	1400	1400	89.5	89.5	86.5	90.5	84.5	75	1.64	11	0.650	110	490	0.111
		1400	1400	1400	89.5	89.5	86.5	90.5	84.5	71	1.70	11	0.650	110	490	0.111
		1400	1400	1400	89.5	89.5	86.5	90.5	84.5	67	1.76	11	0.650	110	490	0.111
30	22	1400	1400	1400	90.0	90.0	87.0	91	85	76	1.63	11	0.690	110	520	0.119
		1400	1400	1400	90.0	90.0	87.0	91	85	72	1.69	11	0.690	110	520	0.119
		1400	1400	1400	90.0	90.0	87.0	91	85	68	1.75	11	0.690	110	520	0.119
40	30	1400	1400	1400	90.5	90.5	87.5	91.5	85.5	77	1.62	11	0.730	110	550	0.127
		1400	1400	1400	90.5	90.5	87.5	91.5	85.5	73	1.68	11	0.730	110	550	0.127
		1400	1400	1400	90.5	90.5	87.5	91.5	85.5	69	1.74	11	0.730	110	550	0.127
50	37	1400	1400	1400	91.0	91.0	88.0	92	86	78	1.61	11	0.770	110	580	0.135
		1400	1400	1400	91.0	91.0	88.0	92	86	74	1.67	11	0.770	110	580	0.135
		1400	1400	1400	91.0	91.0	88.0	92	86	70	1.73	11	0.770	110	580	0.135
60	45	1400	1400	1400	91.5	91.5	88.5	92.5	86.5	79	1.60	11	0.810	110	610	0.143
		1400	1400	1400	91.5	91.5	88.5	92.5	86.5	75	1.66	11	0.810	110	610	0.143
		1400	1400	1400	91.5	91.5	88.5	92.5	86.5	71	1.72	11	0.810	110	610	0.143

Notes: The speed is synchronous speed. The efficiency is based on the motor's rated output.

Berdasarkan data dari Tabel 2 dan Tabel 3 didapatkan nilai efisiensi transmisi sabuk (η_{sabuk}) $\approx 0,99$, efisiensi transmisi roda gigi lurus ($\eta_{\text{roda gigi}}$) $\approx 0,98$, efisiensi motor (η_{motor}) $\approx 0,8$

Berdasarkan data yang diketahui maka dapat dihitung tenaga pengirisan yang dilakukan oleh mesin pada saat melakukan proses pembubutan adalah sebagai berikut (Samsudin : 37):

$$N_m = \frac{N_c}{\eta_{\text{Transmisi}} \cdot \eta_{\text{Motor}}}$$

$$N_c = N_m \cdot \eta_{\text{TRG}} \cdot \eta_{\text{TS}} \cdot \eta_{\text{M}}$$

$$N_c = (2,2) \cdot (0,98) \cdot (0,99) \cdot (0,8)$$

$$N_c = 1,71 \text{ kW}$$

Keterangan :

$N_m \approx$ tenaga yang terdapat pada motor listrik (kW)
 $N_c \approx$ tenaga untuk pengirisan material (kW)
 $\eta_{\text{TS}} \approx$ Efisiensi transmisi sabuk
 $\eta_{\text{TRG}} \approx$ Efisiensi transmisi roda gigi
 $\eta_{\text{M}} \approx$ Efisiensi motor listrik

Kecepatan keliling yang diijinkan untuk melakukan pembubutan pada bahan baja adalah sebesar 50 feet per menit (f/m), dapat dilihat pada Tabel 4. Tabel kecepatan potong ijin. 50 feet per menit (f/m) sama dengan 15,24 meter per menit.

Tabel 4. Tabel Kecepatan Potong Ijin. (Samsudin:43)

Bahan	Cutting Speed (Surface Feet Per Minute)
Baja	50
Besi / besi tuang	80
Bronze	100
Brass	150
Aluminium	200

Besarnya diameter benda kerja berbanding terbalik dengan besarnya putaran. Artinya, makin tinggi putaran (n_{maks}) yang dipilih makin kecil diameter benda kerjanya, kecepatan yang dibutuhkan dapat diketahui dengan mengasumsikan diameter benda kerja maksimal dan minimal yaitu sebesar $d_{min} = 6 \text{ mm}$ dan $d_{maks} = 77 \text{ mm}$.

Maka dengan diameter benda kerja minimal didapatkan kecepatan maksimal yang dibutuhkan, dapat dicari sebagai berikut (N.K.Mehta: 3) :

$$d_{min} = \frac{V_{ijin} \cdot 1000}{\pi \cdot n_{maks}}$$

$$n_{maks} = \frac{V_{ijin} \cdot 1000}{\pi \cdot d_{min}}$$

$$n_{maks} = \frac{15,24 \cdot 1000}{\pi \cdot 6}$$

$$n_{maks} = 808 \text{ rpm}$$

Dengan diameter benda kerja maksimal (d_{maks}), akan didapatkan kecepatan putar minimal yang dibutuhkan.

$$n_{maks} = \frac{V_{ijin} \cdot 1000}{\pi \cdot d_{maks}}$$

$$n_{maks} = \frac{15,24 \cdot 1000}{\pi \cdot 77}$$

$$n_{maks} = 63 \text{ rpm}$$

Setelah menentukan angka kecepatan keliling yang diijinkan maka dapat dihitung besarnya gaya pengirisan (Pz) pada alat iris, adalah sebagai berikut (Samsudin: 37):

$$Nc = \frac{Pz \cdot V_{ijin}}{60 \cdot 102} \text{ kW}$$

$$Pz = \frac{Nc \cdot 60 \cdot 102}{V_{ijin}}$$

$$Pz = \frac{(1,71)(60)(102)}{(15,24)}$$

$$Pz = 686,69 \text{ kg}$$

Dalam proses pengerjaan yang dilakukan oleh mesin ini, ditentukan bahwa ketebalan pengirisan yang akan dipakai dalam proses pengerjaan material adalah: 1 mm, 2 mm, 3 mm, maka harga koefisien bahan (K) yang akan dikerjakan berdasarkan variasi dari ketebalan pengirisan, adalah sebagai berikut (Samsudin: 36):

$$Pz = K \cdot t \cdot s^m$$

Keterangan:

K = Koefisien bahan, Tabel 7. Harga K untuk baja dan besi cor.

t = kedalaman pengirisan (depth of cut).

s = kecepatan voeding (mm/putaran).

m = 0,75, untuk baja dan besi tuang.

Harga (s) atau kecepatan voeding diasumsikan sebesar 4 mm/putaran dan 2 mm/putaran. Untuk harga (K) yang dihasilkan dengan perhitungan dapat disesuaikan dengan harga (K) yang terdapat pada Tabel 5. Tabel harga K untuk baja dan besi cor.

Tabel 5. Harga K Untuk Baja Dan Besi Cor.

Bahan	σ_B	K	σ_B	K	σ_B	K
	Kg/mm ²		Kg/mm ²		Kg/mm ²	
Steel	30-40	132	60-70	170	90-100	226
	40-50	145	70-80	191	100-110	246
	50-60	157	80-90	200	110-120	260

Bahan	Bhn	K	Bhn	K
Cast Iron	140-160	81	200-220	98
	160-180	86	220-240	104
	180-200	92	240-260	108

(sumber: Samsudin, Teknologi Mekanik, hal. 36). Bhn: Brinell hardness number.

Maka harga (K) untuk kedalaman pemakanan 1 mm dapat dihitung sebagai berikut, sedangkan untuk kedalaman pemakanan 2 mm dan 3 mm disajikan dalam Tabel 6.

Kedalaman pemakanan 1 mm:

$$K = \frac{Pz}{t.s^m}$$

$$K = \frac{686,69}{(1)(4^{0,75})}$$

$$K = 242,78$$

Berdasarkan rumus, maka didapatkan harga koefisien bahan dan harga kekuatan tarik bahan yang mampu dikerjakan oleh mesin ini. Harga kekuatan tarik bahan ditentukan berdasarkan kedalaman pengirisan dan kecepatan voeding. Jenis baja yang dapat dikerjakan oleh mesin ini berdasarkan kekuatan tarik bahan yang didapat, dapat dilihat pada Tabel 6. Kekuatan Tarik Bahan.

Tabel 6. Kekuatan Tarik Bahan.

t s	K			
	2 mm/put	σ_B Kg/mm ²	4 mm/put	σ_B Kg/mm ²
1 mm	407.73	> 110 – 120	242.44	100 – 120
2 mm	203.86	80 – 90	121.22	< 30 – 40
3 mm	135.91	30 – 40	80.81	< 30 – 40

Sebelumnya mesin ini dirancang dengan menggunakan daya motor sebesar 7,5 kW dan dengan putaran sebesar 1450 rpm, dengan daya yang besar tersebut mesin ini dapat mengerjakan bahan yang nilai koefisien bahannya lebih besar dari nilai yang terdapat di dalam Tabel 5. Hal ini membuat penulis sedikit kesulitan dalam penentuan jenis kekuatan tarik baja yang dapat dikerjakan, lalu penulis mengubah daya motor menjadi sebesar 2,2 kW dan putaran 1435 rpm.

4. Kecepatan Standar dan Diagram Struktur Mesin.

Mesin bubut dengan 15 macam kecepatan putaran spindel ini tergolong mesin yang tidak standar, sehingga untuk mempermudah perhitungan dan penentuan nilai kecepatan berdasarkan **Tabel. 7** Kecepatan Standar, ditentukan putaran 1 sampai putaran 12 sebagai putaran standar, sedangkan untuk tiga putaran berikutnya dihitung berdasarkan jumlah gigi yang ada.

Pengaturan kecepatan pada mesin bubut ini menggunakan *geometric progression* atau menggunakan standar nilai "Phi" (ϕ) yaitu

nilai rasio yang sama untuk setiap tingkat kecepatannya $\left[\frac{n_2}{n_1} = \frac{n_4}{n_3} \right]$,

untuk mengetahui besarnya nilai phi dapat dihitung sebagai berikut:

$$\phi = \left(\frac{n_z}{n_1} \right)^{\frac{1}{z-1}} \quad (\text{Rines : } 2/3):$$

Keterangan:

ϕ = rasio kecepatan.

z = jumlah tingkat kecepatan.

n_1 = kecepatan minimal (rpm).

n_z = kecepatan maksimal (rpm).

Berdasarkan kecepatan minimal dan kecepatan maksimal yang telah diperoleh, maka rasio nilai kecepatan pada mesin ini dapat dicari sebagai berikut:

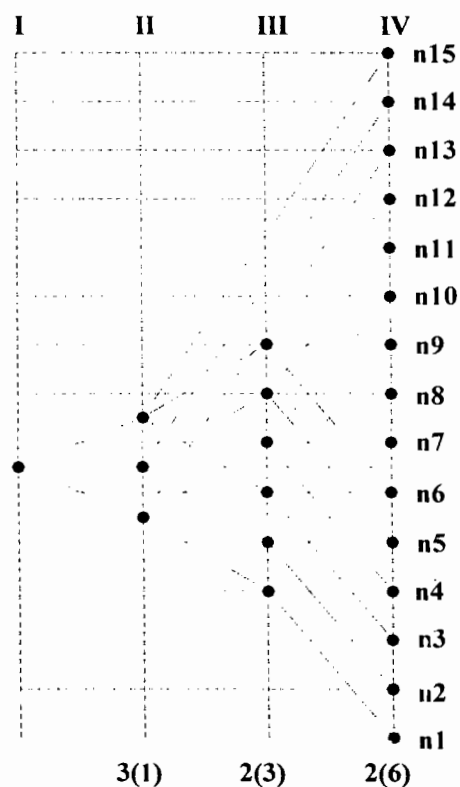
$$\phi = \left(\frac{808}{63} \right)^{\frac{1}{12-1}}$$

$$\phi = 1,26$$

Tabel 7. Kecepatan Spindel Standar Untuk Berbagai Nilai (ϕ) (Machine Tools, N.Chernov).

Values of common ratio (ϕ)						Values of common ratio (ϕ)					
1,12	1,26	1,41	1,58	1,78	2	1,12	1,26	1,41	1,58	1,78	2
10	10		10	10		112					
11,2		11,2				125	125	125			125
12,5	12,5					140					
14						160	160		160		
16	16	16	16		16	180		180		180	
18				18		200	200				
20	20					224					
22,4		22,4				250	250	250	250		250
25	25		25			280					
28						315	315			315	
31,5	31,5	31,5		31,5	31,5	355		355			
35,5						400	400		400		
40	40		40			450					
45		45				500	500	500			
50	50					560				560	
56				56		630	630		630		
63	63	63	63	63	63	710		710			
71						800	800				
80	80					900					
90		90				1000	1000	1000	1000	1000	1000
100	100		100	100							

Dengan menggunakan nilai phi sebesar 1,26 berdasarkan Tabel. 7 Kecepatan Standar, maka kecepatan terendahnya sebesar 63 rpm (putaran output 1) dan kecepatan tertinggi standar (putaran 12) sebesar 800 rpm. Dan untuk tiga putaran lainnya yang dihasilkan berdasarkan jumlah gigi yaitu sebesar 1000 rpm, 1340 rpm, dan 1880 rpm, berikut diagram strukturnya:



Gambar 12. Diagram Struktur Transmisi.

5. Rasio dan Susunan Transmisi Pada tiap – tiap Kecepatan.

Selanjutnya akan diuraikan bagaimana roda – roda gigi pada mesin bubut ini dapat di variasikan menjadi 15 macam putaran *output*, dimulai dari nilai putaran yang tertinggi.

a. Kecepatan putar 1880 rpm.

Putaran pada poros I yang konstan akan menggerakkan roda gigi Z_2 , yang kemudian roda gigi Z_2 ini akan memutar roda gigi Z_6 pada poros II yang merupakan roda gigi geser. Pada poros II yang berputar terdapat roda gigi Z_{12} sebagai roda gigi tetap yang meneruskan putaran ke roda gigi Z_{13} (Gambar 13), roda gigi Z_{13}

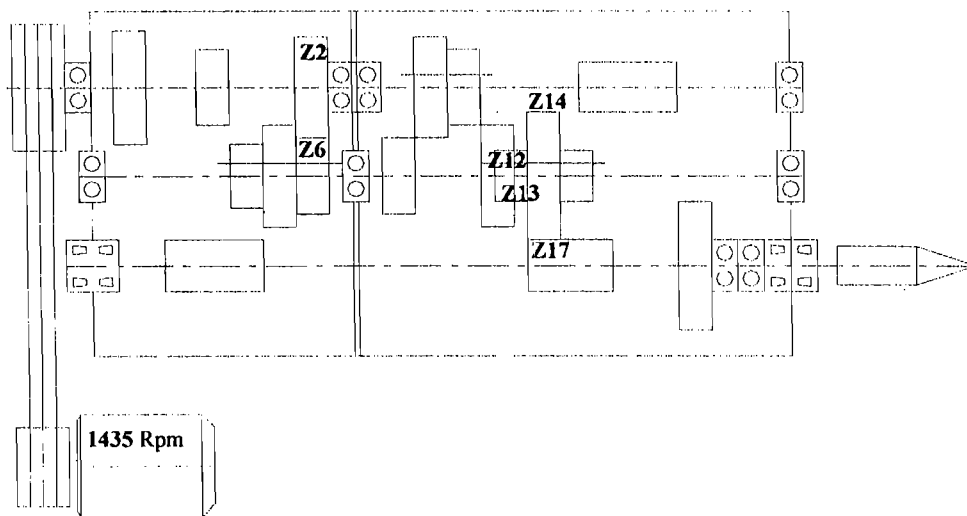
bersatu dengan roda gigi Z_{14} yang kemudian putarannya diteruskan ke roda gigi Z_{17} yang terdapat pada poros IV, dan menghasilkan putaran akhir sebesar 1880 rpm, rasio putarannya adalah sebagai berikut (N.K.Mehta, Machine Tool Design:18):

$$i_{1880} = \frac{n_{output}}{n_{input}} = i_{2-6} \cdot i_{12-13} \cdot i_{14-17}$$

$$i_{1880} = \frac{n_{output}}{n_{input}} = \frac{z_2}{z_6} \cdot \frac{z_{12}}{z_{13}} \cdot \frac{z_{14}}{z_{17}}$$

$$i_{1880} = \frac{1880}{900} = \frac{55}{48} \cdot \frac{36}{36} \cdot \frac{62}{34}$$

$$i_{1880} = 2,089 = 1,14 \cdot 1,82$$



Gambar 13. Sistem transmisi putaran 1880 rpm

- b. Kecepatan putar 1340 rpm.

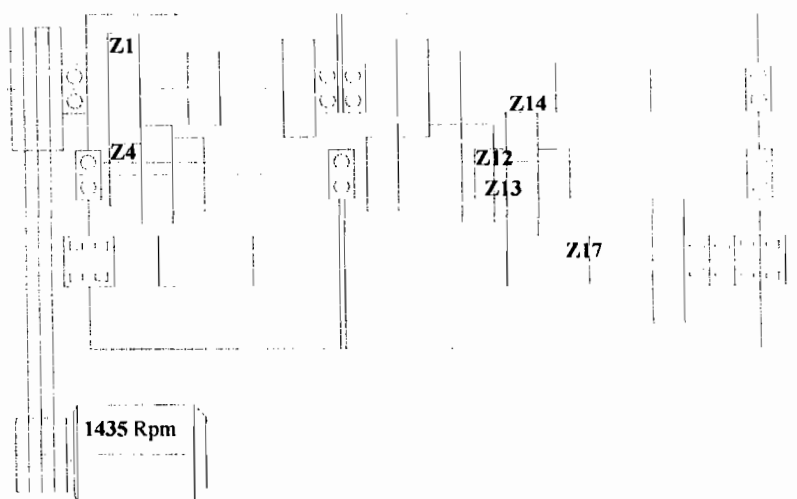
Putaran roda gigi Z_1 pada poros I menggerakkan roda gigi Z_4 pada poros II, yang kemudian diteruskan oleh roda gigi Z_{12} yang memutar roda gigi Z_{13} , roda gigi Z_{13} bersatu dengan roda gigi Z_{14} , roda gigi Z_{14} memutar roda gigi Z_{17} yang terdapat pada poros IV, dan menghasilkan putaran akhir sebesar 1340 rpm (Gambar 14), rasio putarannya adalah sebagai berikut :

$$i_{1340} = \frac{n_{output}}{n_{input}} = i_{1-4} \cdot i_{12-13} \cdot i_{14-17}$$

$$i_{1340} = \frac{n_{output}}{n_{input}} = \frac{z_1}{z_4} \cdot \frac{z_{12}}{z_{13}} \cdot \frac{z_{14}}{z_{17}}$$

$$i_{1340} = \frac{1340}{900} = \frac{36}{44} \cdot \frac{36}{36} \cdot \frac{62}{34}$$

$$i_{1340} = 1,49 = 0,82 \cdot 1 \cdot 1,82$$



Gambar 14. Sistem transmisi putaran 1340 rpm

c. Kecepatan putar 1000 rpm.

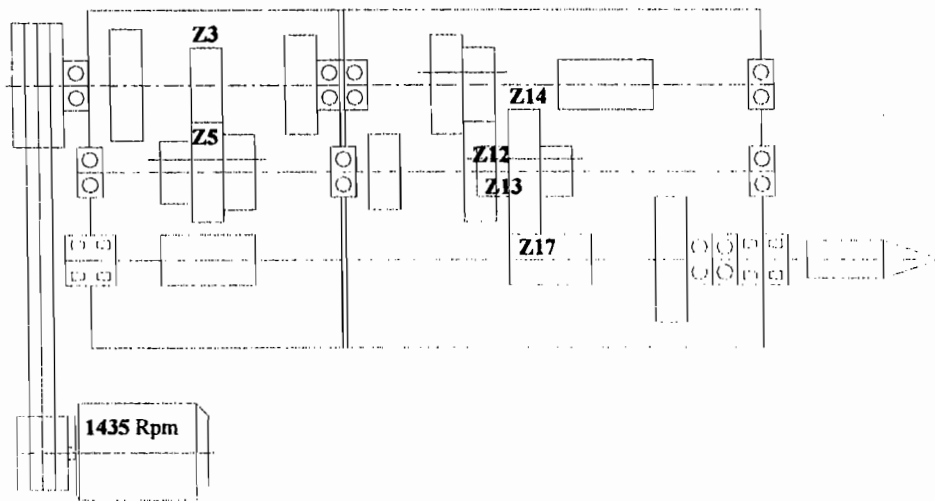
Putaran roda gigi Z_3 pada poros I memutar roda gigi Z_5 yang terdapat pada poros II yang kemudian diteruskan oleh roda gigi Z_{12} yang memutar roda gigi Z_{13} , roda gigi Z_{13} bersatu dengan roda gigi Z_{14} , roda gigi Z_{14} memutar roda gigi Z_{17} , yang menghasilkan putaran akhir sebesar 1000 rpm (Gambar 15), rasio putarannya adalah sebagai berikut :

$$i_{1000} = \frac{n_{output}}{n_{input}} = i_{3-5} \cdot i_{12-13} \cdot i_{14-17}$$

$$i_{1000} = \frac{n_{output}}{n_{input}} = \frac{z_3}{z_5} \cdot \frac{z_{12}}{z_{13}} \cdot \frac{z_{14}}{z_{17}}$$

$$i_{1000} = \frac{1000}{900} = \frac{26}{42} \cdot \frac{36}{36} \cdot \frac{62}{34}$$

$$i_{1000} = 1,11 = 0,62 \cdot 1,182$$



Gambar 15. Sistem transmisi putaran 1000 rpm

d. Kecepatan putar 800 rpm.

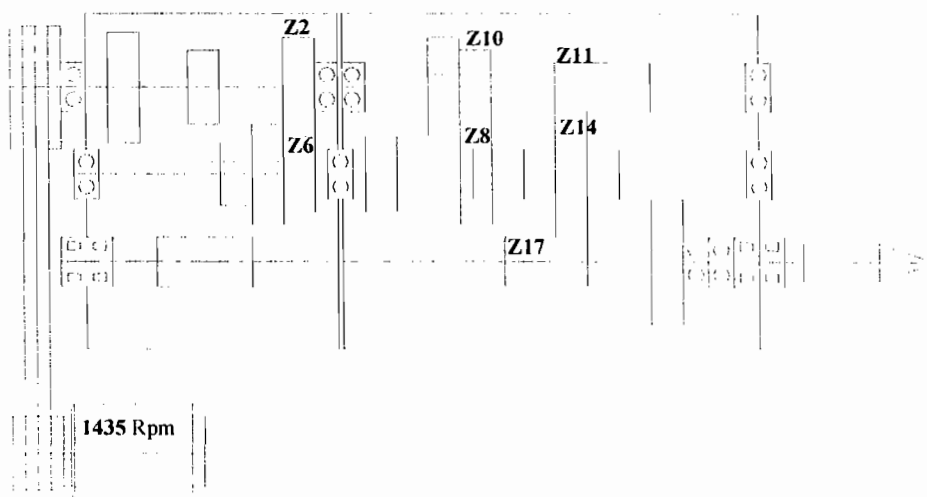
Putaran roda gigi Z_2 pada poros I yang konstan memutar roda gigi Z_6 yang ada pada poros II, putaran pada poros II menyebabkan putaran pada roda gigi Z_8 , dimana roda gigi Z_8 memutar roda gigi Z_{10} pada poros III, putaran dari roda gigi Z_{10} diteruskan ke roda gigi Z_{11} , roda gigi Z_{11} memutar roda gigi bergerak Z_{14} yang diteruskan dengan memutar roda gigi Z_{17} dan menghasilkan putaran 800 rpm (Gambar 16), rasio putarannya adalah sebagai berikut:

$$i_{800} = \frac{n_{output}}{n_{input}} = i_{2-6} \cdot i_{8-10} \cdot i_{11-14} \cdot i_{14-17}$$

$$i_{800} = \frac{n_{output}}{n_{input}} = \frac{Z_2}{Z_6} \cdot \frac{Z_8}{Z_{10}} \cdot \frac{Z_{11}}{Z_{14}} \cdot \frac{Z_{14}}{Z_{17}}$$

$$i_{800} = \frac{800}{900} = \frac{55}{48} \cdot \frac{45}{28} \cdot \frac{18}{62} \cdot \frac{62}{34}$$

$$i_{800} = 0,89 = 1,14 \cdot 1,61 \cdot 0,29 \cdot 1,82$$



Gambar 16. Sistem transmisi putaran 800 rpm

- e. Kecepatan putar 630 rpm.

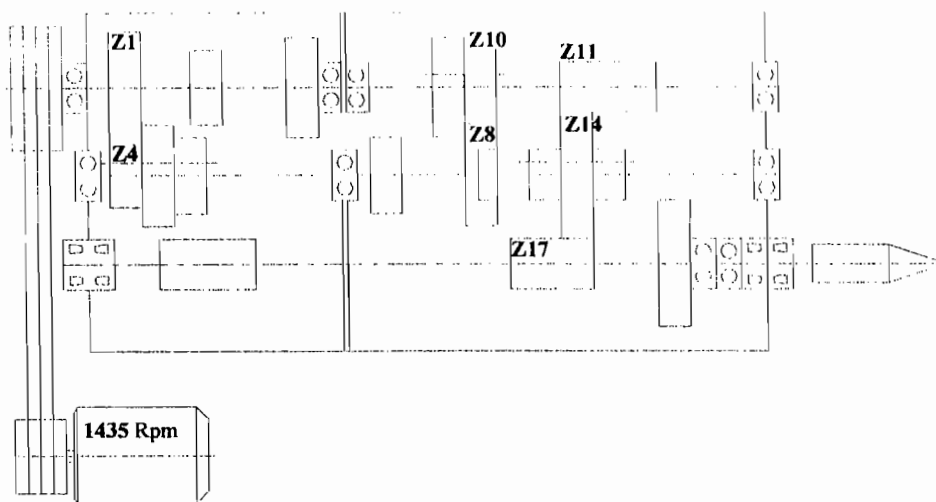
Putaran roda gigi Z_1 memutar roda gigi Z_4 , roda gigi Z_4 memutar poros II yang juga membuat roda gigi Z_8 memutar roda gigi Z_{10} , roda gigi Z_{10} memutar poros III sehingga membuat roda gigi Z_{11} memutar roda gigi Z_{14} , roda gigi Z_{14} memutar roda gigi Z_{17} sebagai putaran akhir sebesar 630 rpm (Gambar 17), rasio putarannya adalah sebagai berikut:

$$i_{630} = \frac{n_{output}}{n_{input}} = i_{1-4} \cdot i_{8-10} \cdot i_{11-14} \cdot i_{14-17}$$

$$i_{630} = \frac{n_{output}}{n_{input}} = \frac{z_1}{z_4} \cdot \frac{z_8}{z_{10}} \cdot \frac{z_{11}}{z_{14}} \cdot \frac{z_{14}}{z_{17}}$$

$$i_{630} = \frac{630}{900} = \frac{36}{44} \cdot \frac{45}{28} \cdot \frac{18}{62} \cdot \frac{62}{34}$$

$$i_{630} = 0,7 = 0,82 \cdot 1,61 \cdot 0,29 \cdot 1,82$$



Gambar 17. Sistem transmisi putaran 630 rpm

f. Kecepatan putar 500 rpm.

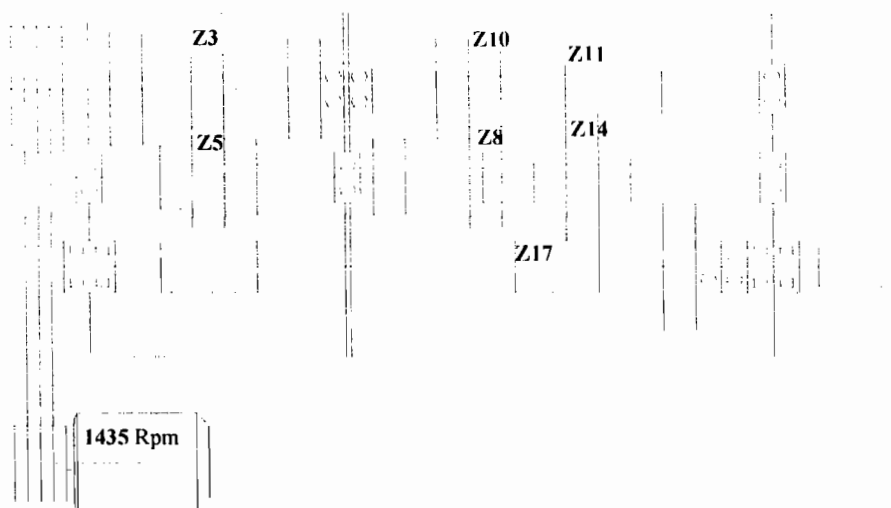
Putaran roda gigi Z_3 memutar roda gigi Z_5 , roda gigi Z_4 memutar poros II yang juga membuat roda gigi Z_8 memutar roda gigi Z_{10} , roda gigi Z_{10} memutar poros III dan roda gigi Z_{11} sehingga membuat roda gigi Z_{11} memutar roda gigi Z_{14} , roda gigi Z_{14} memutar roda gigi Z_{17} sebagai putaran akhir sebesar 500 rpm (Gambar 18), rasio putarannya adalah sebagai berikut:

$$i_{500} = \frac{n_{output}}{n_{input}} = i_{3-5} \cdot i_{8-10} \cdot i_{11-14} \cdot i_{14-17}$$

$$i_{500} = \frac{n_{output}}{n_{input}} = \frac{z_3}{z_5} \cdot \frac{z_8}{z_{10}} \cdot \frac{z_{11}}{z_{14}} \cdot \frac{z_{14}}{z_{17}}$$

$$i_{500} = \frac{500}{900} = \frac{26}{42} \cdot \frac{45}{28} \cdot \frac{18}{62} \cdot \frac{62}{34}$$

$$i_{500} = 0,55 = 0,62 \cdot 1,61 \cdot 0,29 \cdot 1,82$$



Gambar 18. Sistem transmisi putaran 500 rpm

g. Kecepatan putar 400 rpm.

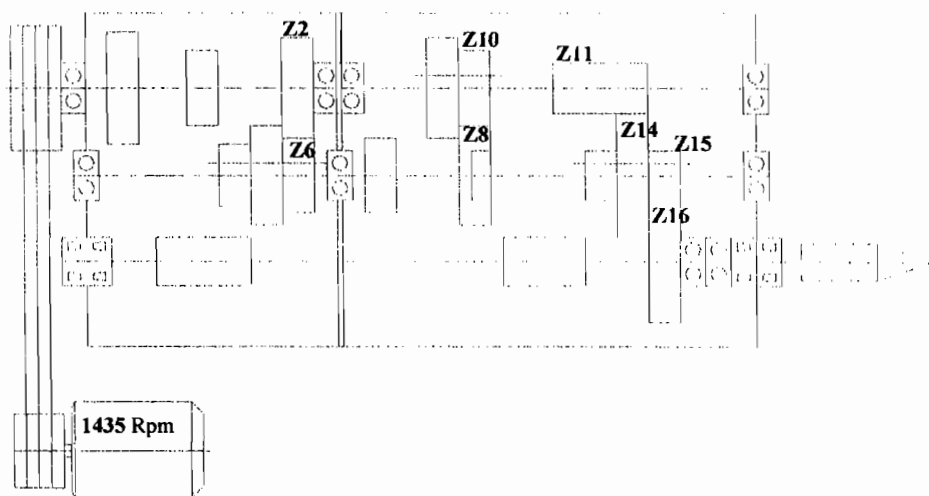
Putaran roda gigi Z_2 pada poros I yang konstan memutar roda gigi Z_6 yang ada pada poros II, putaran pada poros II menyebabkan putaran pada roda gigi Z_8 , dimana roda gigi Z_3 memutar roda gigi Z_{10} yang terdapat pada poros III, putaran dari roda gigi Z_{10} diteruskan ke roda gigi Z_{11} , roda gigi Z_{11} memutar roda gigi bergerak Z_{14} yang bersatu dengan roda gigi Z_{15} sehingga putarannya sama, roda gigi Z_{15} memutar roda gigi Z_{16} yang menghasilkan putaran akhir sebesar 400 rpm (Gambar 19), rasio putarannya adalah sebagai berikut:

$$i_{400} = \frac{n_{output}}{n_{input}} = i_{2-6} \cdot i_{8-10} \cdot i_{11-14} \cdot i_{15-16}$$

$$i_{400} = \frac{n_{output}}{n_{input}} = \frac{Z_2}{Z_6} \cdot \frac{Z_8}{Z_{10}} \cdot \frac{Z_{11}}{Z_{14}} \cdot \frac{Z_{15}}{Z_{16}}$$

$$i_{400} = \frac{400}{900} = \frac{42}{52} \cdot \frac{45}{37} \cdot \frac{20}{62} \cdot \frac{48}{65}$$

$$i_{400} = 0,44 = 1,14 \cdot 1,61 \cdot 0,29 \cdot 0,82$$



Gambar 19. Sistem transmisi putaran 400 rpm

h. Kecepatan putar 315 rpm.

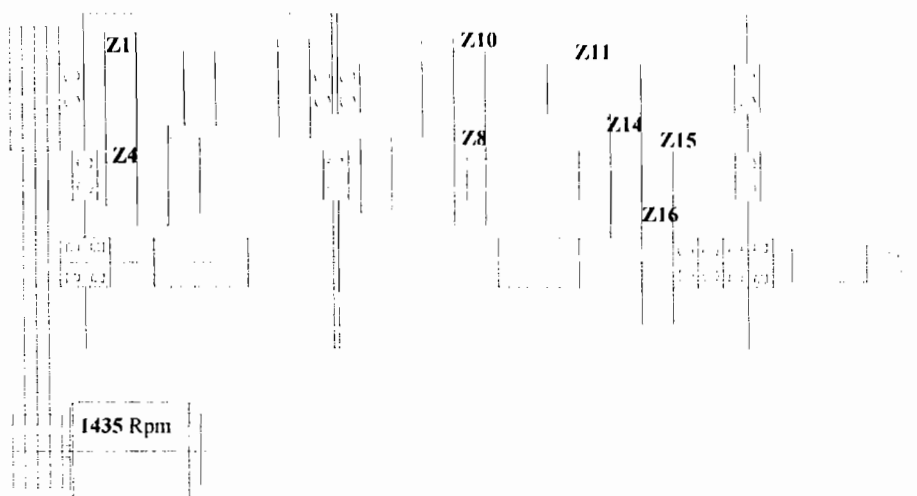
Putaran roda gigi Z_1 pada poros I yang konstan memutar roda gigi Z_4 yang ada pada poros II, putaran pada poros II menyebabkan putaran pada roda gigi Z_8 , dimana roda gigi Z_8 memutar roda gigi Z_{10} yang terdapat pada poros III, putaran dari roda gigi Z_{10} diteruskan ke roda gigi tetap Z_{11} , roda gigi Z_{11} memutar roda gigi bergerak Z_{14} yang bersatu dengan roda gigi Z_{15} sehingga putarannya sama, roda gigi Z_{15} memutar roda gigi Z_{16} yang menghasilkan putaran akhir sebesar 315 rpm (Gambar 20), rasio putarannya adalah sebagai berikut:

$$i_{315} = \frac{n_{output}}{n_{input}} = i_{1-4} \cdot i_{8-10} \cdot i_{11-14} \cdot i_{15-16}$$

$$i_{315} = \frac{n_{output}}{n_{input}} = \frac{Z_1}{Z_4} \cdot \frac{Z_8}{Z_{10}} \cdot \frac{Z_{11}}{Z_{14}} \cdot \frac{Z_{15}}{Z_{16}}$$

$$i_{315} = \frac{315}{900} = \frac{36}{44} \cdot \frac{45}{28} \cdot \frac{18}{62} \cdot \frac{48}{58}$$

$$i_{315} = 0,28 = 0,82 \cdot 1,61 \cdot 0,29 \cdot 0,83$$



Gambar 20. Sistem transmisi putaran 315 rpm

i. Kecepatan putar 250 rpm.

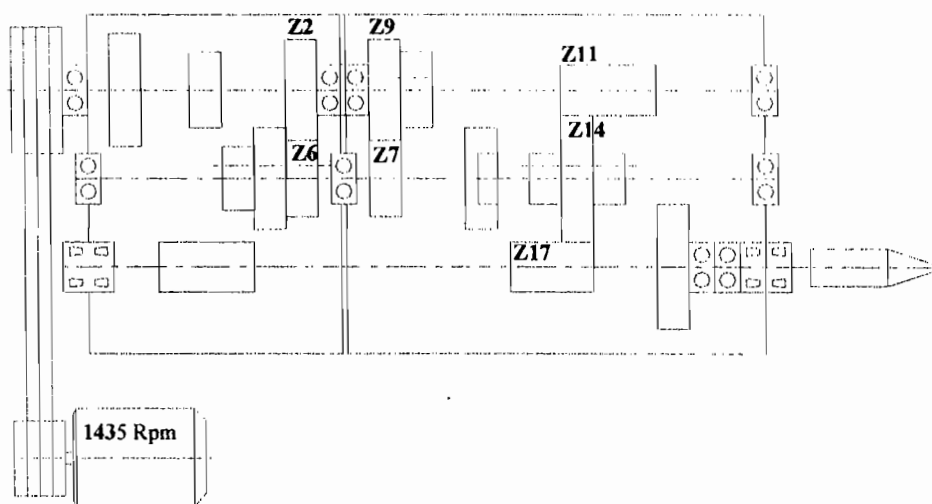
Putaran roda gigi Z_2 memutar roda gigi Z_6 , roda gigi bergerak Z_6 memutar poros II yang juga membuat roda gigi Z_7 memutar roda gigi Z_9 , roda gigi Z_9 memutar poros III sehingga membuat roda gigi Z_{11} memutar roda gigi Z_{14} , roda gigi Z_{14} memutar roda gigi Z_{17} sebagai putaran akhir sebesar 250 rpm (Gambar 21), rasio putarannya adalah sebagai berikut:

$$i_{250} = \frac{n_{output}}{n_{input}} = i_{2-6} \cdot i_{7-9} \cdot i_{11-14} \cdot i_{14-17}$$

$$i_{250} = \frac{n_{output}}{n_{input}} = \frac{Z_2}{Z_6} \cdot \frac{Z_7}{Z_9} \cdot \frac{Z_{11}}{Z_{14}} \cdot \frac{Z_{14}}{Z_{17}}$$

$$i_{250} = \frac{250}{900} = \frac{55}{48} \cdot \frac{26}{58} \cdot \frac{18}{62} \cdot \frac{62}{34}$$

$$i_{250} = 0,28 = 1,14 \cdot 0,45 \cdot 0,29 \cdot 1,82$$



Gambar 21. Sistem transmisi putaran 250 rpm

- j. Kecepatan putar 200 rpm.

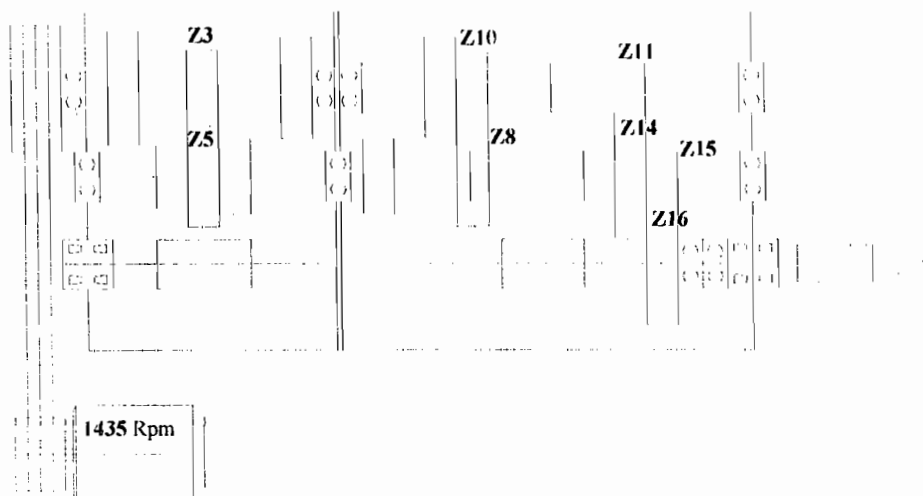
Putaran roda gigi Z_3 pada poros I yang konstan memutar roda gigi Z_5 yang ada pada poros II, putaran pada poros II menyebabkan putaran pada roda gigi Z_8 , dimana roda gigi Z_8 memutar roda gigi Z_{10} yang terdapat pada poros III, putaran dari roda gigi Z_{10} diteruskan ke roda gigi Z_{11} , roda gigi Z_{11} memutar roda gigi bergerak Z_{14} yang bersatu dengan roda gigi Z_{15} sehingga putarannya sama, roda gigi Z_{15} memutar roda gigi Z_{16} , yang menghasilkan putaran akhir sebesar 200 rpm (Gambar 22), rasio putarannya adalah sebagai berikut:

$$i_{200} = \frac{n_{output}}{n_{input}} = i_{3-5} \cdot i_{8-10} \cdot i_{11-14} \cdot i_{15-16}$$

$$i_{200} = \frac{n_{output}}{n_{input}} = \frac{Z_3}{Z_5} \cdot \frac{Z_8}{Z_{10}} \cdot \frac{Z_{11}}{Z_{14}} \cdot \frac{Z_{15}}{Z_{16}}$$

$$i_{200} = \frac{200}{900} = \frac{26}{42} \cdot \frac{45}{28} \cdot \frac{18}{62} \cdot \frac{48}{58}$$

$$i_{200} = 0,216 = 0,62 \cdot 1,61 \cdot 0,29 \cdot 0,83$$



Gambar 22. Sistem transmisi putaran 200 rpm

k. Kecepatan putar 160 rpm.

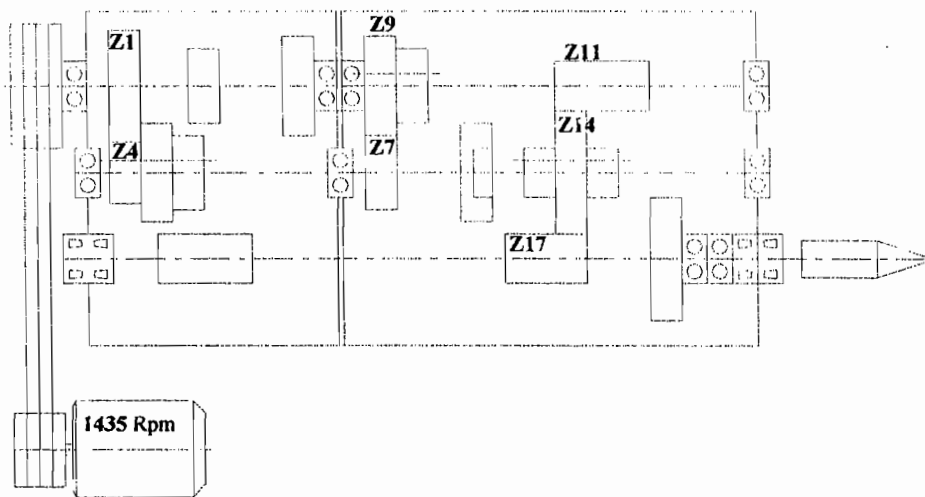
Putaran roda gigi Z_1 memutar roda gigi Z_4 , roda gigi Z_4 memutar poros II yang juga membuat roda gigi Z_7 memutar roda gigi Z_9 , roda gigi Z_9 memutar poros III dan roda gigi Z_{11} sehingga membuat roda gigi Z_{11} memutar roda gigi Z_{14} , roda gigi Z_{14} memutar roda gigi Z_{17} sebagai putaran akhir sebesar 160 rpm (Gambar 23), rasio putarannya adalah sebagai berikut:

$$i_{160} = \frac{n_{output}}{n_{input}} = i_{1-4} \cdot i_{7-9} \cdot i_{11-14} \cdot i_{14-17}$$

$$i_{160} = \frac{n_{output}}{n_{input}} = \frac{z_1}{z_4} \cdot \frac{z_7}{z_9} \cdot \frac{z_{11}}{z_{14}} \cdot \frac{z_{14}}{z_{17}}$$

$$i_{160} = \frac{160}{900} = \frac{36}{44} \cdot \frac{26}{58} \cdot \frac{18}{62} \cdot \frac{62}{34}$$

$$i_{160} = 0,208 = 0,82 \cdot 0,45 \cdot 0,29 \cdot 1,82$$



Gambar 23. Sistem transmisi putaran 160 rpm

1. Kecepatan putar 125 rpm.

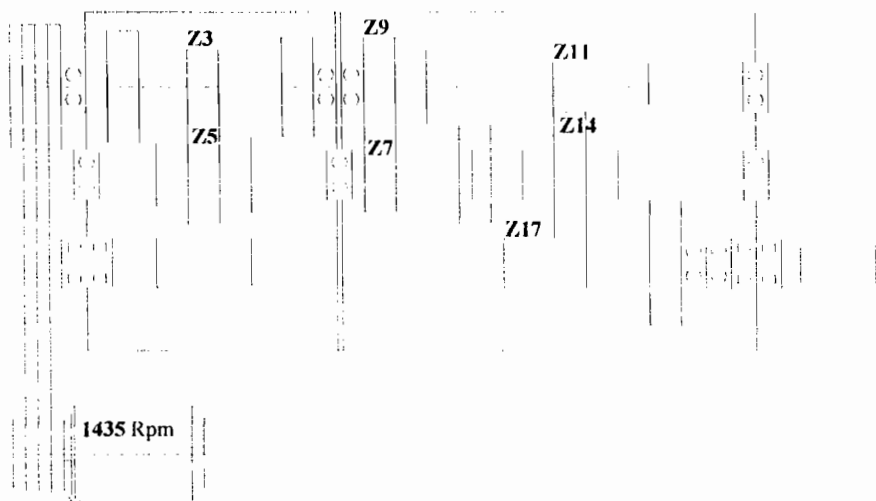
Putaran roda gigi Z_3 memutar roda gigi Z_5 , roda gigi Z_4 memutar poros II yang juga membuat roda gigi Z_7 memutar roda gigi Z_9 , roda gigi Z_9 memutar poros III dan roda gigi Z_{11} sehingga membuat roda gigi Z_{11} memutar roda gigi Z_{14} , roda gigi Z_{14} memutar roda gigi Z_{17} sebagai putaran akhir sebesar 125 rpm (Gambar 24), rasio putarannya adalah sebagai berikut:

$$i_{125} = \frac{n_{output}}{n_{input}} = i_{3-5} \cdot i_{7-9} \cdot i_{11-14} \cdot i_{14-17}$$

$$i_{125} = \frac{n_{output}}{n_{input}} = \frac{z_3}{z_5} \cdot \frac{z_7}{z_9} \cdot \frac{z_{11}}{z_{14}} \cdot \frac{z_{14}}{z_{17}}$$

$$i_{125} = \frac{125}{900} = \frac{26}{42} \cdot \frac{26}{58} \cdot \frac{18}{62} \cdot \frac{62}{34}$$

$$i_{125} = 0,14 = 0,62 \cdot 0,45 \cdot 0,29 \cdot 1,82$$



Gambar 24. Sistem transmisi putaran 125 rpm

m. Kecepatan putar 100 rpm.

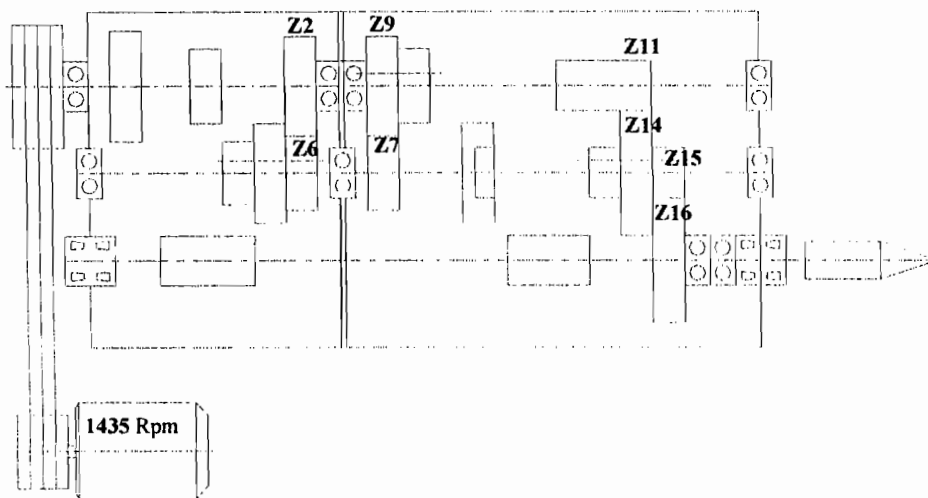
Putaran roda gigi Z_2 pada poros I yang konstan memutar roda gigi Z_6 yang ada pada poros II, putaran pada poros II menyebabkan putaran pada roda gigi Z_7 , dimana roda gigi Z_7 memutar roda gigi Z_9 yang terdapat pada poros III, putaran dari roda gigi Z_9 diteruskan ke roda gigi Z_{11} , roda gigi Z_{11} memutar roda gigi bergerak Z_{14} yang bersatu dengan roda gigi Z_{15} sehingga putarannya sama, roda gigi Z_{15} memutar roda gigi Z_{16} yang menghasilkan putaran akhir sebesar 100 rpm (Gambar 25), rasio putarannya adalah sebagai berikut:

$$i_{100} = \frac{n_{output}}{n_{input}} = i_{2-6} \cdot i_{7-9} \cdot i_{11-14} \cdot i_{15-16}$$

$$i_{100} = \frac{n_{output}}{n_{input}} = \frac{z_2}{z_6} \cdot \frac{z_7}{z_9} \cdot \frac{z_{11}}{z_{14}} \cdot \frac{z_{15}}{z_{16}}$$

$$i_{100} = \frac{100}{900} = \frac{55}{48} \cdot \frac{26}{58} \cdot \frac{18}{62} \cdot \frac{48}{58}$$

$$i_{100} = 0,11 = 1,15 \cdot 0,45 \cdot 0,29 \cdot 0,83$$



Gambar 25. Sistem transmisi putaran 100 rpm

n. Kecepatan putar 80 rpm.

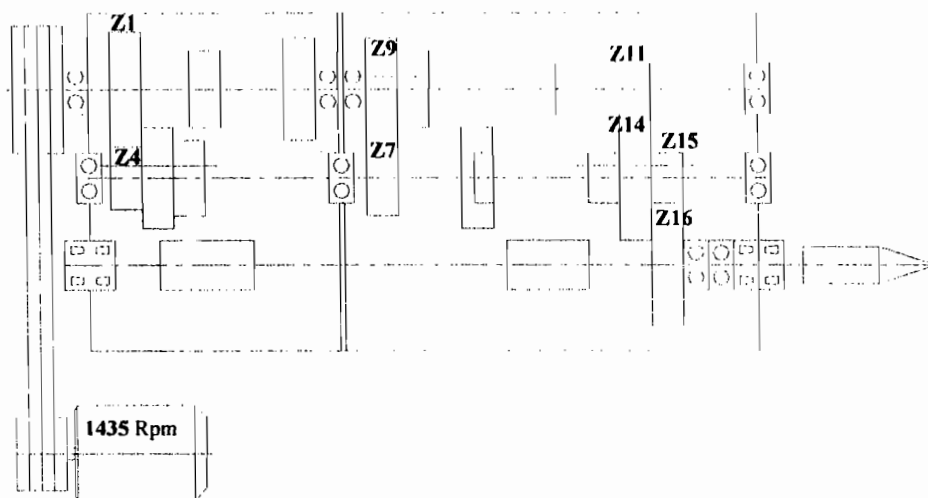
Putaran roda gigi Z_1 pada poros I yang konstan memutar roda gigi Z_4 yang ada pada poros II, putaran pada poros II menyebabkan putaran pada roda gigi Z_7 , dimana roda gigi Z_7 memutar roda gigi Z_9 yang terdapat pada poros III, putaran dari roda gigi Z_9 diteruskan ke roda gigi Z_{11} , roda gigi Z_{11} memutar roda gigi bergerak Z_{14} yang bersatu dengan roda gigi Z_{15} sehingga putarannya sama, roda gigi Z_{15} memutar roda gigi Z_{16} yang menghasilkan putaran akhir sebesar 80 rpm (Gambar 26), rasio putarannya adalah sebagai berikut:

$$i_{80} = \frac{n_{output}}{n_{input}} = i_{1-4} \cdot i_{7-9} \cdot i_{11-14} \cdot i_{15-16}$$

$$i_{80} = \frac{n_{output}}{n_{input}} = \frac{z_1}{z_4} \cdot \frac{z_7}{z_9} \cdot \frac{z_{11}}{z_{14}} \cdot \frac{z_{15}}{z_{16}}$$

$$i_{80} = \frac{110}{900} = \frac{36}{44} \cdot \frac{26}{58} \cdot \frac{18}{62} \cdot \frac{48}{58}$$

$$i_{80} = 0,08 = 0,82 \cdot 0,45 \cdot 0,29 \cdot 0,83$$



Gambar 26. Sistem transmisi putaran 80 rpm

- o. Kecepatan putar 63 rpm.

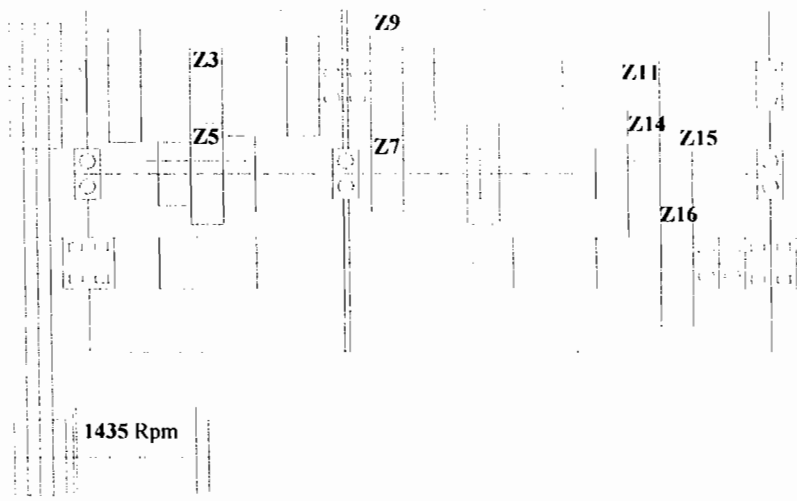
Putaran roda gigi Z_3 pada poros I yang konstan memutar roda gigi Z_5 yang ada pada poros II, putaran pada poros II menyebabkan putaran pada roda gigi Z_7 , dimana roda gigi Z_7 memutar roda gigi Z_9 yang terdapat pada poros III, putaran dari roda gigi Z_9 diteruskan ke roda gigi Z_{11} , roda gigi Z_{11} memutar roda gigi bergerak Z_{14} yang bersatu dengan roda gigi Z_{15} sehingga putarannya sama, roda gigi Z_{15} memutar roda gigi Z_{16} yang menghasilkan putaran akhir sebesar 63 rpm (Gambar 27), rasio putarannya adalah sebagai berikut

$$i_{63} = \frac{n_{output}}{n_{input}} = i_{3-5} \cdot i_{7-9} \cdot i_{11-14} \cdot i_{15-16}$$

$$i_{63} = \frac{n_{output}}{n_{input}} = \frac{Z_3}{Z_5} \cdot \frac{Z_7}{Z_9} \cdot \frac{Z_{11}}{Z_{14}} \cdot \frac{Z_{15}}{Z_{16}}$$

$$i_{63} = \frac{63}{900} = \frac{26}{42} \cdot \frac{26}{58} \cdot \frac{18}{62} \cdot \frac{48}{58}$$

$$i_{63} = 0,07 = 0,62 \cdot 0,45 \cdot 0,292 \cdot 0,83$$



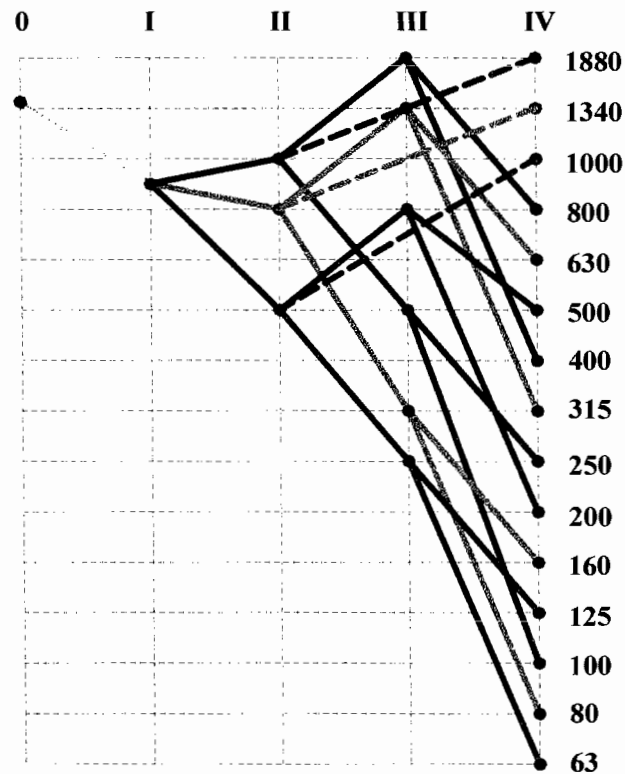
Gambar 27. Sistem transmisi putaran 63 rpm

Berdasarkan hasil perhitungan diatas, maka rasio putaran pada tiap – tiap pasangan transmisi dapat dilihat pada Tabel 8 dibawah ini:

Tabel 8. Rasio Pada Setiap Pasangan Transmisi.

Pemutar	Terputar	Rasio Putaran
Transmisi Sabuk V		
Pulli kecil	Pulli Besar	1,61
Transmisi Roda Gigi Lurus		
Roda gigi Z ₁	Roda gigi Z ₄	0,82
Roda gigi Z ₃	Roda gigi Z ₅	0,62
Roda gigi Z ₂	Roda gigi Z ₆	0,15
Roda gigi Z ₇	Roda gigi Z ₉	0,45
Roda gigi Z ₈	Roda gigi Z ₁₀	1,61
Roda gigi Z ₁₁	Roda gigi Z ₁₄	0,29
Roda gigi Z ₁₂	Roda gigi Z ₁₃	1
Roda gigi Z ₁₄	Roda gigi Z ₁₇	1,82
Roda gigi Z ₁₅	Roda gigi Z ₁₆	0,83

Setelah diperoleh angka rasio tiap pasangan transmisi seperti yang tertera di dalam Tabel 8 diatas, maka dapat digambarkan diagram kecepatan (*speed chart*) dari tiap – tiap poros yang terdapat pada mesin bubut ini, yaitu:



Gambar 28. Diagram Kecepatan (Speed Chart).

Keterangan :

- 0 : Poros motor penggerak
- I : Poros satu pada kotak transmisi
- II : Poros dua pada kotak transmisi
- III : Poros tiga pada kotak transmisi
- IV : Poros empat pada kotak transmisi

C. Perancangan Sabuk V.

Daya yang akan ditransmisikan dari motor listrik ke kotak transmisi melalui transmisi sabuk adalah 2,2 kW, dengan putaran motor listrik 1435 rpm. Putaran motor listrik ini direduksi menjadi sebesar 900 rpm, dengan rasio transmisi sebesar 0,63.

Jarak sumbu poros (C) pada perancangan mesin bubut ini diasumsikan panjangnya 1200 mm. $C = 300$ mm

Faktor koreksi (f_c), karena mesin ini diperkirakan akan digunakan selama kurang lebih 8-10 jam perhari, dengan variasi beban yang kecil untuk mesin perkakas, maka sesuai Tabel 9. Tabel Faktor Koreksi, diambil faktor koreksi (f_c) = 1,3.

Tabel 9. Faktor koreksi (Sularso, 1994, Dasar Perencanaan dan Pemilihan Teknik Mesin: 165)

Mesin yang digerakkan		Penggerak					
		Momen puntir puncak 200 %			Momen puntir puncak > 200 %		
		Motor arus bolak-balik (momen normal),			Motor arus bolak balik		
		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 sangat kecil	Pengaduk zat cair, kipas angin, blower (sampai 7,5 kW) pompa sentrifugal, konveyor tugas ringan	1,0	1,1	1,2	1,2	1,3	1,4
Variasi beban kecil	Konveyor sabuk (pasir, batu bara), pengaduk, kipas angin (lebih dari 7,5 kW), mesin torak, peluncur, mesin perkakas, mesin percetakan.	1,2	1,3	1,4	1,4	1,5	1,6
Variasi beban sedang	Konveyor (ember, sekrup), pompa torak, kompresor, gilingan palu, pengocok, roots-blower, mesin tekstil, mesin kayu.	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8
Variasi beban besar	Penghancur, gilingan bola atau batang, pengangkat, mesin pabrik karet (rol, kalender)	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9	2,0

Daya rencana yang digunakan pada saat proses pembubutan (P_d).

$$P_d = f_c \cdot P$$

$$P_d = 1,3.2,2 = 2,86 \text{ kw}$$

Daya rencana (P_d) = 2,86 Kw

Putaran (n_1) = 1435 Rpm

Perbandingan reduksi (i_1) = 0,63

Momen rencana (T_1 & T_2), (Sularso,1994:7) :

Untuk momen yang didapat dari daya dan nilai putaran adalah :

$$\begin{aligned} T_{motor} &= (9,74.10^5) \left(\frac{P_d}{n_1} \right) & T_1 &= (9,74.10^5) \left(\frac{P_d}{n_1} \right) \\ T_{motor} &= (9,74.10^5) \left(\frac{2,86}{1435} \right) & T_1 &= (9,74.10^5) \left(\frac{2,86}{900} \right) \\ T_{motor} &= 1941,21 \text{ kg.mm} & T_1 &= 3095,15 \text{ kg.mm} \\ T_{motor} &= 1,94121 \text{ kg.m} & T_1 &= 3,09515 \text{ kg.m} \end{aligned}$$

a. Bahan poros : Baja karbon S45C

b. Kekuatan tarik bahan (σ_B) : 58 kg/mm²

c. Faktor keamanan, S_{f1} : 6

d. Faktor keamanan, S_{f2} : 2

e. Tegangan geser bahan, $\tau_u = \frac{\sigma_B}{S_{f1} \cdot S_{f2}} = \frac{58}{6 \cdot 2} = 4,83 \text{ kg/mm}^2$

f. Faktor koreksi (K_t) (*untuk tumbukan*)

Faktor koreksi ini dipilih berdasarkan, adanya sedikit beban kejut dan tumbukan yang dikenakan kepada mesin ,maka diberikan faktor koreksi sebesar $K_t = 1,5$

g. Faktor koreksi (C_b) (*untuk lenturan*)

Dalam perencanaan ini, tidak hanya ditinjau dari beban kejut dan tumbujau dari beban kejut dan tumbuan lentur (C_b) yang kemungkinan akan terjadi, maka diberikan faktor koreksi sebesar $C_b = 1,5$.

Perhitungan diameter poros (Sularso, 1994:7):

$$d_{motor} = \left[\frac{5,1}{\tau_a} \cdot K_t \cdot C_B \cdot T_2 \right]^{\frac{1}{3}} = \left[\frac{5,1}{4,83} \cdot (1,5) \cdot (1,5) \cdot (1941,21) \right]^{\frac{1}{3}} = 16,64 \approx 18 \text{ mm}$$

Diameter poros mesin pada bagian pulli mesin adalah sebagai berikut:

$$d_s = \left[\frac{5,1}{\tau_a} \cdot K_t \cdot C_B \cdot T_2 \right]^{\frac{1}{3}} = \left[\frac{5,1}{4,83} \cdot (1,5) \cdot (1,5) \cdot (3095,15) \right]^{\frac{1}{3}} = 19,44 \approx 40 \text{ mm}$$

- a. Pemilihan penampang sabuk : sabuk – V tipe A.
- b. Ukuran pulli – V :

$$\alpha = 34^\circ \quad K = 4,5$$

$$w = 11,95 \quad K_o = 8,0$$

$$L_o = 9,2 \quad f = 10$$

Ukuran pulli motor / pemutar (d_p) diambil sebesar 95 mm. Dengan rasio transmisi sebesar 0,63 maka dapat dicari ukuran pulli mesin, yaitu:

$$i = \frac{d_p}{DP}$$

$$DP = \frac{95}{0,63}$$

$$DP = 150,8 \approx 151 \text{ mm}$$

Diameter luar pulli dapat ditentukan sebagai berikut:

$$d_k = d_p + 2 \cdot K = 95 + 2 \cdot (4,5) = 104 \text{ mm}$$

$$D_k = D_p + 2 \cdot K = 151 + 2 \cdot (5,5) = 162 \text{ mm}$$

keterangan:

d_k = diameter luar pulli pemutar.

D_k = diameter luar pulli terputar.

Nilai K yang terdapat pada rumus mencari diameter luar pulli diambil berdasarkan Tabel 10. Ukuran Pulli-V.

Tabel 10. Ukuran Pulli-V. (Sularso, 1994:129)

Penampang sabuk-V	Diameter nominal (diameter lingkaran jarak bagi d_p)	$\alpha(^{\circ})$	W^*	L_o	K	K_o	e	f
A	71 - 100	34	11,95	9,2	4,5	8,0	15,0	10,0
	101 - 125	36	12,12					
	126 atau lebih	38	12,30					
B	125 - 160	34	15,86	12,5	5,5	9,5	19,0	12,5
	161 - 200	36	16,07					
	201 atau lebih	38	16,29					
C	200 - 250	34	21,18	16,9	7,0	12,0	25,5	17,0
	251 - 315	36	21,45					
	316 atau lebih	38	21,72					
D	355 - 450	36	30,77	24,6	9,5	15,5	37,0	24,0
	451 atau lebih	38	31,14					
E	500-630	36	36,95	28,7	12,7	19,3	44,5	29,0
	631 atau lebih	38	37,45					

Diameter naf pulli motor dan pulli mesin yang terdapat pada perancangan mesin bubut ini adalah (Sularso, 1994:177) :

$$d_b = \frac{5}{3} \cdot d_{motor} + 10 = \left(\frac{5}{3} \cdot 18 \right) + 10 = 40 \text{ mm}$$

$$D_b = \frac{5}{3} \cdot d_{s1} + 10 = \left(\frac{5}{3} \cdot 40 \right) + 10 = 76,67 \text{ mm} \approx 77 \text{ mm}$$

Pulli motor yang memutar bergerak dengan kecepatan 1435 rpm. Kecepatan keliling pulli yang diijinkan adalah sebesar < 30 m/s, dengan ukuran yang telah dicari maka akan didapatkan kecepatan keliling dari sabuk – V (Sularso, 1994:166):

$$V = \frac{\pi \cdot d_p \cdot n}{60 \cdot 1000} = \frac{\pi \cdot 95 \cdot 1435}{60 \cdot 1000} = 7,13 \text{ m/s}$$

Berdasarkan perhitungan diatas terbukti bahwa $7,13 \text{ m/s} < 30 \text{ m/s}$, dengan demikian transmisi sabuk pada mesin bubut ini aman.

Jarak sumbu poros antara pulli pemutar dan pulli terputar harus memenuhi persyaratan berdasarkan rumus berikut :

$$C > \frac{D_k + d_k}{2}$$

Jarak sumbu poros yang direncanakan pada mesin bubut ini adalah 1200 mm, maka :

$$1200 \text{ mm} > \frac{162 + 104}{2}$$

$$1200 \text{ mm} > 133 \text{ mm} \Rightarrow \text{BAIK}$$

Pada mesin bubut ini, putaran motor sebesar 1435 rpm direduksi menjadi 900 rpm, dengan daya rencana sebesar 2,2 kW maka dipilih jenis sabuk – V tipe A.

Tabel 11. Sabuk-V Standar (bertanda *) (Sumber: Sularso,1994:168)

Penampang A			Penampang B		
13	*65	117	16	*68	*120
14	*66	*118	17	*69	121
15	*67	119	18	*70	*122
16	*68	*120	19	*71	123
*17	*69	121	20	*72	124
*18	*70	*122	21	*73	*125
*19	*71	123	22	*74	126
*20	*72	124	23	*75	127
*21	*73	*125	24	*76	*128
*22	*74	126	*25	*77	129
*23	*75	127	*26	*78	*130
*24	*76	*128	*27	*79	131
*25	*77	129	*28	*80	*132
*26	*78	*130	*29	*81	133
*27	*79	131	*30	*82	134
*28	*80	132	*31	*83	*135
*29	*81	133	*32	*84	136
*30	*82	134	*33	*85	137
*31	*83	*135	*34	*86	*138
*32	*84	136	*35	*87	139
*33	*85	137	*36	*88	*140
*34	*86	138	*37	*89	141
*35	*87	139	*38	*90	*142
*36	*88	*140	*39	*91	143
*37	*89	141	*40	*92	144
*38	*90	142	*41	*93	*145
*39	*91	143	*42	*94	146
*40	*92	144	*43	*95	147
*41	*93	*145	*44	*96	*148
*42	*94	146	*45	*97	149
*43	*95	147	*46	*98	*150
*44	*96	148	*47	*99	151
*45	*97	149	*48	*100	152
*46	*98	*150	*49	101	153
*47	*99	151	*50	*102	154
*48	*100	152	*51	103	*155
*49	101	153	*52	104	156
*50	*102	154	*53	*105	157
*51	103	*155	*54	106	158
*52	104	156	*55	107	159
*53	*105	157	*56	*108	*160
*54	106	158	*57	109	161
*55	107	159	*58	*110	162
*56	*108	*160	*59	111	163
*57	109	161	*60	*112	164

*58	*110	162	*61	113	*165
*59	111	163	*62	114	166
*60	*112	164	*63	*115	167
*61	113	*165	*64	116	168
*62	114	166	*65	117	169
*63	*115	167	*66	*118	*170
*64	116	168	*67	119	171

Tabel 12. Kapasitas Daya Untuk Satu Sabuk Tunggal (Sudiby, B, Transmisi Sabuk: 169)

BASIC HORSEPOWER RATINGS

(All Sections Given Label V-Belts and Eanded V-Belts)

Pitch Diameter	Pitch Diameter										Pitch Diameter	
	140	145	150	155	160	165	170	175	180	185		
140	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
145	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
150	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
155	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
160	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
165	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
170	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
175	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
180	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
185	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00

Berdasarkan Tabel 12. Kapasitas daya untuk satu sabuk tunggal, maka dapat dicari kapasitas daya yang dapat ditransmisikan untuk satu sabuk tunggal didapatkan dengan cara interpolasi:

Putaran pulli : 1435 rpm

Diameter pulli : 95 mm

$$P_o = \left(\frac{(1435 - 1420)(3,13 - 2,70)}{(1750 - 1420)} + 2,70 \right) = 2,72 \text{ Hp} \approx 1,9992 \text{ kW} \approx 2 \text{ kW}$$

Panjang keliling sabuk pada mesin bubut ini dapat dicari dengan persamaan dibawah ini (Sularso, 1994:170) :

$$L = 2.C + \frac{\pi}{2} (dp + Dp) + \frac{(Dp - dp)^2}{4.C}$$

$$L = 2.1200 + \frac{\pi}{2} (95 + 151) + \frac{(151 - 95)^2}{4.1200} = 2786,87 \text{ mm}$$

Nomor nominal sabuk-V : No.110; $l = 2794 \text{ mm}$

Tabel 13. Panjang Sabuk-V Standar. (Sularso, 1994:169)

Nomor Nominal		Nomor Nominal		Nomor Nominal		Nomor Nominal	
(inch)	(mm)	(inch)	(mm)	(inch)	(mm)	(inch)	(mm)
10	254	45	1143	80	2032	115	2921
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	33404
30	762	65	1651	100	2540	135	3429
31	787	66	1679	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	829	107	2718	142	3607
38	965	73	1854	108	2743	143	3632
39	991	74	1880	109	2769	144	3658
40	4016	75	1905	110	2794	145	3683
41	1040	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

Jarak sumbu poros yang dikoreksi karena adanya perubahan panjang sabuk (C) (Sularso, 1994:170):

$$\begin{aligned} b &= 2.L - \pi.(dp + Dp) \\ b &= 2.2794 - \pi.(95 + 151) \\ b &= 4815,56 \text{ mm} \approx 4816 \text{ mm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} C &= \frac{b + \sqrt{b^2 - 8.(Dp - dp)}}{8} \\ C &= \frac{4816 + \sqrt{4816^2 - 8.(151 - 95)}}{8} = 1203,99 \approx 1204 \text{ mm} \end{aligned}$$

Sudut kontak (θ) yang terjadi pada pulli motor adalah sebagai berikut

(Sularso, 1994:173) :

$$\theta = 180^\circ - \frac{57.(Dp - dp)}{C} = 180^\circ - \frac{57.(151 - 95)}{1200} = 177,34^\circ \approx 178^\circ$$

Faktor koreksi pada mesin bubut ini didapatkan dengan cara interpolasi, berdasarkan (Tabel 14), maka untuk K_θ didapatkan :

$$K_\theta = \left(\frac{(178 - 174).(1,00 - 0,99)}{(180 - 174)} + 0,99 \right) = 0,99667 \text{ kW}$$

Jumlah sabuk yang terdapat pada mesin bubut ini (Sularso, 1994:173) :

$$N = \frac{P_d}{P_o.K_\theta} = \frac{2,86}{(2).(0,99)} = 1,44 \approx 2 \text{ buah}$$

Tabel 14. Faktor koreksi (K_θ) (Sularso,1994:174)

$\frac{Dp - dp}{C}$	Sudut kontak θ ($^\circ$)	Faktor Koreksi (K_θ)
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	0,92
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

Pada mesin bubut ini menggunakan sabuk – V tipe A, dengan nomor 110 dan panjang (L) = 2794 mm. Agar sabuk dapat beroperasi dengan maksimal diperlukan penyetelan pada sabuk. Penyetelan pada sabuk ada dua macam yaitu penyetelan sebelah dalam dan penyetelan sebelah luar. Berdasarkan Tabel 15, daerah penyetelan sabuk pada mesin bubut ini adalah: Untuk penyetelan ke sebelah dalam $\Delta C_i = 25$ mm

Untuk penyetelan ke sebelah luar $\Delta C_t = 65$ mm

Tabel 15. Daerah penyetelan jarak sumbu poros (mm) (Sularso,1994:174)

Nomor nominal sabuk	Panjang keliling sabuk	Kesebelah dalam dari letak standar (ΔC_i)			Kesebelah luar dari letak standar (ΔC_t)
		A	B	C	
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	75

Jadi berdasarkan perhitungan-perhitungan diatas, maka untuk spesifikasi dari sabuk-V yang digunakan adalah sebagai berikut :

Sabuk-V	: Tipe A
No.110	: 2 buah
Diameter pulli motor (dk)	: 104 mm
Diameter pulli mesin (Dk)	: 162 mm
Diameter poros motor (d_{motor})	: 18 mm
Diameter poros mesin bagian pulli (d_{s1})	: 40 mm
Jarak sumbu poros (C)	: $1204^{+65\text{ mm}}$ -25 mm

D. Perancangan Roda Gigi.

1. Pemilihan Modul Roda Gigi.

Mesin bubut ini menggunakan transmisi roda gigi lurus, maka penyesuaian nilai modul standar pada sistem transmisi roda gigi lurus pada mesin ini dapat digunakan Tabel 16. Harga Modul Standar (JIS B 1701-1973).

Tabel 16. Harga Modul Standar (JIS B 1701-1973) (Sularso,1994:216)

Seri ke 1	Seri ke 2	Seri ke 3	Seri ke 1	Seri ke 2	Seri ke 3
0,1				3,5	
	0,15		4		3,75
0,2				4,5	
	0,25		5		
0,3				5,5	6,5
	0,35		6		
0,4				7	
	0,45		8		
0,5				9	
	0,55		10		
0,6		0,65		11	
	0,7		12		
	0,75			14	
0,8			16		
	0,9			18	
1			20		
1,25					
1,5			25	22	
	1,75				
2			32	28	
	2,25				
2,5			40	36	
	2,75				
3			50	45	
		3,25			

Untuk mencari nilai modul yang terdapat pada sistem transmisi roda gigi lurus pada mesin ini, digunakan rumus (Sularso, 1994:216):

$$m = \frac{2.a}{(z_1 + z_2)}$$

keterangan :

z_1 = roda gigi pemutar

a = jarak sumbu poros

z_2 = roda gigi terputar

Jarak sumbu poros (a) pada mesin ini diasumsikan sebagai berikut yaitu:

Poros I dan poros II = 120 mm

Poros II dan poros III = 120 mm

Poros II dan poros IV = 144 mm

Maka harga modul untuk pasangan roda gigi $Z_1, Z_2, Z_3, Z_4, Z_5, Z_6$, yang terdapat pada poros I dan poros II adalah :

$$\begin{aligned} m_{1-4} &= \frac{2.120}{(36 + 44)} & m_{2-6} &= \frac{2.120}{(55 + 48)} & m_{3-5} &= \frac{2.120}{(26 + 42)} \\ m_{1-4} &= 3 & m_{2-6} &= 2,25 & m_{3-5} &= 3,5 \end{aligned}$$

Harga modul untuk pasangan roda gigi $Z_7, Z_8, Z_9, Z_{10}, Z_{11}, Z_{14}$, yang terdapat pada poros II dan poros III adalah :

$$\begin{aligned} m_{7-9} &= \frac{2.120}{(26 + 58)} & m_{8-10} &= \frac{2.120}{(45 + 28)} & m_{11-14} &= \frac{2.120}{(18 + 62)} \\ m_{7-9} &= 2,75 & m_{8-10} &= 3,25 & m_{11-14} &= 3 \end{aligned}$$

Harga modul untuk pasangan roda gigi Z_{14} , Z_{15} , Z_{16} , Z_{17} , yang terdapat pada poros II dan poros IV adalah :

$$m_{14-17} = \frac{2.144}{(62 + 34)} \qquad m_{15-16} = \frac{2.144}{(48 + 58)}$$

$$m_{14-17} = 3 \qquad m_{15-16} = 2,75$$

Harga modul untuk pasangan roda gigi ($Z_{12} - Z_{13}$), yang terdapat pada poros II diambil berdasarkan Tabel 16. Harga Modul Standar (JIS B 1701-1973) dan dihitung dengan rumus berikut (Sularso, 1994:220):

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

keterangan :

d = diameter lingkaran jarak bagi

z = jumlah gigi

m = modul

$$d_{12-13} = m.z$$

$$d_{12-13} = 3.36$$

$$d_{12-13} = 108 \text{ mm}$$

2. Perhitungan Konstruksi Gigi.

Setelah didapatkan nilai modul pada mesin perkakas ini, maka dapat dicari perhitungan – perhitungan yang lain dari roda gigi lurus yang digunakan, adalah sebagai berikut:

- a. Pasangan roda gigi Z_1 dan Z_4 .

Diameter lingkaran jarak bagi (d_0) (Sularso,1994:220):

$$\begin{aligned} d_{01} &= m.z_1 & d_{04} &= m.z_4 \\ d_{01} &= 3.36 & d_{04} &= 3.44 \\ d_{01} &= 108 \text{ mm} & d_{04} &= 132 \text{ mm} \end{aligned}$$

Jarak sumbu poros (a_0) (Sularso,1994:220):

$$\begin{aligned} a &= (z_1 + z_2) \cdot \frac{m}{2} \\ a &= (36 + 44) \cdot \frac{3}{2} \\ a &= 120 \text{ mm} \end{aligned}$$

Kelonggaran puncak (c_k) (Sularso,1994:219) :

$$\begin{aligned} c_k &= 0,25.m \\ c_k &= 0,25.3 \\ c_k &= 0,75 \text{ mm} \end{aligned}$$

Agar profil pahat dapat memotong kelonggaran puncak, harus dipertinggi dengan $c_k = 0,25$ m, dibandingkan dengan batang gigi dasarnya.

Diameter lingkaran kepala (d_k) (Sularso,1994:220):

$$\begin{aligned} d_{k1} &= (z_1 + 2).m & d_{k4} &= (z_1 + 2).m \\ d_{k1} &= (36 + 2).3 & d_{k4} &= (44 + 2).3 \\ d_{k1} &= 114 \text{ mm} & d_{k4} &= 138 \text{ mm} \end{aligned}$$

Sebelum mencari diameter kaki roda gigi lurus (d_f), dicari terlebih dahulu tinggi kaki gigi (h_f) :

$$h_f = ha + c \text{ (ATMI Surakarta,1991, Roda gigi jilid 1:12)}$$

$$h_a = m \text{ (ATMI Surakarta,1991:12)}$$

ha = tinggi kepala gigi

$c = c_k = 0,25 \text{ m}$; adalah syarat kelonggaran kepala untuk roda gigi normal
maka tinggi kaki gigi roda gigi lurus (h_f) adalah :

$$h_f = ha + c$$

$$h_f = 3 + 0,75$$

$$h_f = 3,75 \text{ mm}$$

Berdasarkan perhitungan tinggi kaki yang didapat maka diameter lingkaran kaki roda gigi lurus (d_f) adalah (ATMI Surakarta,1991:12):

$$d_{f_1} = d_{o_1} - 2h_f$$

$$d_{f_1} = 108 - (2).(3,75)$$

$$d_{f_1} = 100,5 \text{ mm}$$

$$d_{f_4} = d_{o_4} - 2h_f$$

$$d_{f_4} = 132 - (2).(3,75)$$

$$d_{f_4} = 124,5 \text{ mm}$$

Diameter lingkaran dasar roda gigi lurus (D_b) adalah (ATMI Surakarta,1991:12):

$$d_{b_1} = d_{o_1} \cdot \cos \alpha$$

$$= 108 \cdot \cos 20$$

$$= 101,48 \text{ mm}$$

$$d_{b_1} = 101,5 \text{ mm}$$

$$d_{b_4} = d_{o_4} \cdot \cos \alpha$$

$$= 132 \cdot \cos 20$$

$$= 124 \text{ mm}$$

$$d_{b_4} = 124 \text{ mm}$$

Sehingga kedalaman pemotongan (H) adalah (Sularso,1994:219):

$$H = 2m + ck$$

$$H = (2).(3) + 0,75$$

$$H = 6,75 \text{ mm}$$

Tabel 17. Faktor Bentuk Gigi (Sularso, 1994: 240)

Jumlah gigi	Y	Jumlah gigi	Y
10	0.201	25	0.339
11	0.221	27	0.349
12	0.245	30	0.358
13	0.261	34	0.371
14	0.276	38	0.383
15	0.286	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

Untuk mencari nilai faktor bentuk gigi dapat digunakan Tabel 17. Faktor bentuk gigi (Y), untuk mencarinya dapat digunakan cara interpolasi. Nilai faktor bentuk gigi untuk roda gigi (Z_1 dan Z_4) adalah:

$$Y_1 = 0,377$$

$$Y_4 = 0,397$$

Kecepatan keliling roda gigi lurus (v) adalah (Sularso, 1994: 238):

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

$$v = \frac{(3,14) \cdot (108) \cdot (900)}{(60) \cdot (1000)}$$

$$v = 5,08 \text{ m/s}$$

Gaya tangensial (F_t) yang terdapat pada roda gigi lurus ini adalah (Sularso, 1994: 238) :

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

$$F_t = \frac{(102) \cdot (2,86 \text{ kw})}{5,086}$$

$$F_t = 57,35 \text{ kg}$$

Gaya radial (F_r) yang terdapat pada roda gigi lurus ini adalah:

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

$$F_r = 57,35 \text{ kg} \cdot \tan 20$$

$$F_r = 20,87 \text{ kg}$$

Pada pasangan roda gigi yang berputar, semakin tinggi kecepatannya, semakin besar pula variasi beban atau tumbukkan yang terjadi, maka koreksi karena pengaruh kecepatan ini diberikan dalam bentuk “faktor dinamis” yang tergantung pada kecepatan keliling dan ketelitian, dan diperlihatkan dalam Tabel 18.

Tabel 18. Faktor Dinamis, f_v (Sumber: Sularso, 1994: 240)

Kecepatan rendah $v = 0,5 - 5 \text{ m/s}$	$f_v = \frac{3}{3 + v}$
Kecepatan sedang $v = 5 - 20 \text{ m/s}$	$f_v = \frac{6}{6 + v}$
Kecepatan $v = 20 - 50 \text{ m/s}$	$f_v = \frac{5,5}{5,5 + \sqrt{v}}$

Roda gigi ini memiliki kecepatan keliling sebesar 5,08 m/s tergolong dalam kecepatan keliling sedang yang kurang dari 10 m/s. Maka berdasarkan Tabel 18, faktor dinamisnya (f_v) adalah sebesar (Sularso, 1994: 240):

$$f_v = \frac{6}{6 + v}$$

$$f_v = \frac{6}{6 + 5,08}$$

$$f_v = 0,54$$

Dalam perancangan roda gigi ini digunakan bahan sesuai Tabel 19, dengan spesifikasi sebagai berikut:

Pinion:

Bahan	: S 35 C
Tegangan tarik bahan (σ_b)	: 52 kg/mm ²
Kekerasan Brinel (Hb)	: 149 – 207
Tegangan lentur yang diijinkan (σ_a)	: 26 kg/mm ²

Perlakuan panas: Baja karbon untuk konstruksi mesin.

Roda gigi besar:

Bahan	: S 35 C
Tegangan tarik bahan (σ_b)	: 52 kg/mm ²
Kekerasan Brinel (Hb)	: 149 – 207
Tegangan lentur yang diijinkan (σ_a)	: 26 kg/mm ²

Perlakuan panas: Baja karbon untuk konstruksi mesin.

Tabel 19. Tegangan Lentur yang Diijinkan pada Bahan Roda Gigi (Sularso, 1994:241)

Bahan	Lambang bahan	Kekuatan tarik σ_B (Kg/mm ²)	Kekerasan (brinell) HB	Tegangan lentur ijin σ_B (Kg/mm ²)
Besi cor	FC 15	15	140-160	7
	FC 20	20	160-180	9
	FC 25	25	180-240	11
	FC 30	30	190-240	13
Baja cor	SC 42	42	140	12
	SC 46	46	160	19
	SC 49	49	190	20
Baja karbon untuk konstruksi mesin	S 25 C	45	123-183	21
	S 35 C	52	149-207	26
	S 45 C	58	167-229	30
Baja paduan dengan pengerasan kulit	S 15 CK	50	400 (dicelup dingin dalam minyak)	30
	SNC 21 SNC 22	80 100	600 (dicelup dingin dalam air)	35-40 40-55
Baja krom nikel	SNC 1	75	212-255	35-40
	SNC 2	85	248-302	40-60
	SNC 3	95	269-321	40-60
Perunggu Logam delta Perunggu fosfor (coran) Perunggu nikel (coran)		18 35-60 19-30	85 - 80-100	5 10-20 5-7
		64-90	180-260	20-30
Damar phenol,dl				3-5

Tabel 20. Faktor Tegangan Kontak (K_H) (Sumber: Sularso, 1994:243)

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

Sudut tekanan $\alpha = 20^\circ$

Berdasarkan Tabel 20. Faktor tegangan kontak (K_H), maka angka faktor tegangan kontak dari pasangan roda gigi ini adalah, (K_H) = 0,039 kg/mm².

Berdasarkan pemilihan bahan sesuai tabel tegangan lentur, maka :

Beban lentur yang diijinkan persatuan lebar (F'_b) pada roda gigi lurus adalah (Sularso, 1994:240):

$$\begin{aligned} F'_b &= \sigma_a \cdot m \cdot Y_1 \cdot fv & F'_b &= \sigma_a \cdot m \cdot Y_4 \cdot fv \\ F'_b &= (26) \cdot (3) \cdot (0,377) \cdot (0,54) & F'_b &= (26) \cdot (3) \cdot (0,397) \cdot (0,54) \\ F'_b &= 15,9 \text{ Kg/mm} & F'_b &= 16,72 \text{ Kg/mm} \end{aligned}$$

Beban permukaan yang diijinkan persatuan lebar (F'_{H1}) pada roda gigi lurus adalah (Sularso, 1994:244):

$$\begin{aligned} F'_{H1} &= fv \cdot k_H \cdot d_{01} \cdot \frac{2 \cdot Z_2}{Z_1 + Z_2} & F'_{H4} &= fv \cdot k_H \cdot d_{01} \cdot \frac{2 \cdot Z_2}{Z_1 + Z_2} \\ F'_{H1} &= (0,54) \cdot (0,039) \cdot (108) \cdot \frac{2 \cdot (44)}{36 + 44} & F'_{H4} &= (0,54) \cdot (0,039) \cdot (132) \cdot \frac{2 \cdot (44)}{36 + 44} \\ F'_{H1} &= 2,5 \text{ kg/mm} & F'_{H4} &= 3,057 \text{ kg/mm} \end{aligned}$$

Maka harga F'_{\min} diambil dari nilai F'_{H1} ($F'_{\min} = F'_{H1}$) maka, lebar sisi gigi (b) adalah (Sularso, 1994:240):

$$\begin{aligned} b &= \frac{F_t}{F'_{\min}} \\ b &= \frac{57,35}{2,5} \\ b &= 22,945 \text{ mm} \\ b &\approx 23 \text{ mm} \end{aligned}$$

Pada umumnya harga b di tetapkan $(6-10)m$, atau dapat ditulis menjadi:

$$\begin{array}{ll}
 6 \leq \frac{b}{m} \leq 10 & 1,2 \geq \frac{b}{d} \\
 6 \leq \frac{23}{3} \leq 10 \quad (\text{Sularso, 1994:240}) & 1,2 \geq \frac{23}{108} \quad (\text{Sularso, 1994:241}) \\
 6 \leq 7,67 \leq 10 & 1,2 \geq 0,213
 \end{array}$$

Dengan demikian lebar gigi $b = 23$ mm, memenuhi syarat.

Dengan metode perhitungan yang sama, maka untuk pasangan roda gigi lainnya diperoleh hasil sebagai berikut:

1) Pasangan roda gigi Z_2 dan Z_6 .

Daya rencana (P_d)	: 2,86 kW
Diameter lingkaran jarak bagi pinion (D_2)	: 128,15 mm
Diameter lingkaran jarak bagi roda gigi (D_6)	: 111,34 mm
Jarak sumbu poros (A_0)	: 120 mm
Kelonggaran puncak (C_k)	: 0,582 mm
Diameter kepala pinion (D_{k_2})	: 132,810 mm
Diameter kepala roda gigi (D_{k_6})	: 116,5 mm
Diameter kaki pinion (D_{f_2})	: 122,325 mm
Diameter kaki roda gigi (D_{f_6})	: 106,015 mm
Tinggi gigi (H)	: 5,242 mm
Kecepatan keliling (V)	: 5,926 m/s
Gaya tangensial (F_t)	: 49,226 kg
Gaya radial (F_r)	: 17,916 kg
Beban permukaan ijin persatuan lebar (F_{min})	: 2,323 kg/mm

Bahan pinion S35C, dengan

Kekuatan tarik (σ_B)	: 52 kg/mm ²
Tegangan lentur ijin (σ_a)	: 26 kg/mm ²
Kekerasan bahan (H_B)	: 149 – 207

Bahan roda gigi S35C dengan

Kekuatan tarik (σ_B)	: 52 kg/mm ²
Tegangan lentur ijin (σ_a)	: 26 kg/mm ²
Kekerasan bahan (H_B)	: 149 – 207
Modul gigi (M)	: 2,25
Faktor koreksi (f_c)	: 1,3
Sudut tekan pahat	: 20°
Lebar gigi / modul	: 21,5/2,25

2) Pasangan roda gigi Z_3 dan Z_5 .

Daya rencana (P_d)	: 2,86 kW
Diameter lingkaran jarak bagi pinion (D_3)	: 91,52 mm
Diameter lingkaran jarak bagi roda gigi (D_5)	: 147,84 mm
Jarak sumbu poros (A_0)	: 120 mm
Kelonggaran puncak (C_k)	: 0,88 mm
Diameter kepala pinion (D_{k_3})	: 98,56 mm
Diameter kepala roda gigi (D_{k_5})	: 154,88 mm
Diameter kaki pinion (D_{f_3})	: 82,720 mm
Diameter kaki roda gigi (D_{f_5})	: 139,040 mm

Tinggi gigi (H)	: 7,92 mm
Kecepatan keliling (V)	: 4,311 m/s
Gaya tangensial (F _t)	: 67,675 kg
Gaya radial (F _r)	: 24,632 kg
Beban permukaan ijin persatuan lebar (F _{min})	: 2,459 kg/mm
<u>Bahan pinion S45C, dengan</u>	
Kekuatan tarik (σ_B)	: 58 kg/mm ²
Tegangan lentur ijin (σ_a)	: 30 kg/mm ²
Kekerasan bahan (H _B)	: 167 – 229
<u>Bahan roda gigi S45C dengan</u>	
Kekuatan tarik (σ_B)	: 58 kg/mm ²
Tegangan lentur ijin (σ_a)	: 30 kg/mm ²
Kekerasan bahan (H _B)	: 167 – 229
Modul gigi (M)	: 3,5
Faktor koreksi (f _c)	: 1,3
Sudut tekan pahat	: 20°
Lebar gigi / modul	: 28/3,5

Pasangan roda gigi pada poros II dan poros III.

1) Pasangan roda gigi Z_7 dan Z_9 .

Daya rencana (P_d)	: 2,86 kW
Diameter lingkaran jarak bagi pinion (D_7)	: 74,1 mm
Diameter lingkaran jarak bagi roda gigi (D_9)	: 165,3 mm
Jarak sumbu poros (A_0)	: 120 mm
Kelonggaran puncak (C_k)	: 0,712 mm
Diameter kepala pinion (D_{k7})	: 80 mm
Diameter kepala roda gigi (D_{k9})	: 171 mm
Diameter kaki pinion (D_{f7})	: 67 mm
Diameter kaki roda gigi (D_{f9})	: 158,175 mm
Tinggi gigi (H)	: 6,412 mm
Kecepatan keliling (V)	: 2,856 m/s
Gaya tangensial (F_t)	: 102,157 Kg
Gaya radial (F_r)	: 37,182 Kg
Beban permukaan ijin persatuan lebar (F_{min})	: 3,617 kg/mm

Bahan pinion SNC 1, dengan

Kekuatan tarik (σ_B)	: 75 kg/mm ²
Tegangan lentur ijin (σ_a)	: 35 kg/mm ²
Kekerasan bahan (H_B)	: 212 – 255

Bahan roda gigi S35C dengan

Kekuatan tarik (σ_B)	: 52 kg/mm ²
Tegangan lentur ijin (σ_a)	: 26 kg/mm ²

Kekerasan bahan (H_B)	: 149 – 207
Modul gigi (M)	: 2,75
Faktor koreksi (f_c)	: 1,3
Sudut tekan pahat	: 20°
Lebar gigi / modul	: 28,3/2,75
2) Pasangan roda gigi Z_8 dan Z_{10} .	
Daya rencana (P_d)	: 2,86 kW
Diameter lingkaran jarak bagi pinion (D_8)	: 147,6mm
Diameter lingkaran jarak bagi roda gigi (D_{10})	: 91,84 mm
Jarak sumbu poros (A_0)	: 120 mm
Kelonggaran puncak (C_k)	: 0,820 mm
Diameter kepala pinion (D_{k8})	: 154,16 mm
Diameter kepala roda gigi (D_{k10})	: 98,4 mm
Diameter kaki pinion (D_{f8})	: 139,4 mm
Diameter kaki roda gigi (D_{f10})	: 83,64 mm
Tinggi gigi (H)	: 7,38 mm
Kecepatan keliling (V)	: 4,303 m/s
Gaya tangensial (F_t)	: 67,8 kg
Gaya radial (F_r)	: 24,677 Kg
Beban permukaan ijin persatuan lebar (F_{min})	: 2,465 kg/mm
<u>Bahan pinion S35C , dengan</u>	
Kekuatan tarik (σ_B)	: 52 kg/mm ²
Tegangan lentur ijin (σ_a)	: 26 kg/mm ²

Kekerasan bahan (H_B) : 149 – 207

Bahan roda gigi S35C dengan

Kekuatan tarik (σ_B) : 52 kg/mm²

Tegangan lentur ijin (σ_a) : 26 kg/mm²

Kekerasan bahan (H_B) : 149 – 207

Modul gigi (M) : 3,25

Faktor koreksi (f_c) : 1,3

Sudut tekan pahat : 20°

Lebar gigi / modul : 27,5/3,25

3) Pasangan roda gigi Z_{11} dan Z_{14} .

Daya rencana (P_d) : 2,86 kW

Diameter lingkaran jarak bagi pinion (D_{11}) : 54 mm

Diameter lingkaran jarak bagi roda gigi (D_{14}) : 186 mm

Jarak sumbu poros (A_0) : 120 mm

Kelonggaran puncak (C_k) : 0,75 mm

Diameter kepala pinion (D_{k11}) : 60 mm

Diameter kepala roda gigi (D_{k14}) : 192 mm

Diameter kaki pinion (D_{f11}) : 46,5 mm

Diameter kaki roda gigi (D_{f14}) : 178,5 mm

Tinggi gigi (H) : 6,75 mm

Kecepatan keliling (V) : 2,53 m/s

Gaya tangensial (F_t) : 115,3 kg

Gaya radial (F_r) : 41,965 Kg

Beban permukaan ijin persatuan lebar (F_{min}) : 6 kg/mm

Bahan pinion SNC 2 , dengan

Kekuatan tarik (σ_B) : 85 kg/mm²

Tegangan lentur ijin (σ_a) : 40 kg/mm²

Kekerasan bahan (H_B) : 248 – 302

Bahan roda gigi SNC 2 dengan

Kekuatan tarik (σ_B) : 85 kg/mm²

Tegangan lentur ijin (σ_a) : 40 kg/mm²

Kekerasan bahan (H_B) : 248 – 302

Modul gigi (M) : 3

Faktor koreksi (f_c) : 1,3

Sudut tekan pahat : 20°

Lebar gigi / modul : 20/3

4) Pasangan roda gigi Z_{12} dan Z_{13} .

Daya rencana (P_d) : 2,86 kW

Kelonggaran puncak (C_k) : 0,75 mm

Diameter kepala pinion (D_{k12}) : 100,5 mm

Diameter kepala roda gigi (D_{k13}) : 114 mm

Diameter kaki pinion (D_{f12}) : 114 mm

Diameter kaki roda gigi (D_{f13}) : 100,5 mm

Tinggi gigi (H) : 6,75 mm

Kecepatan keliling (V)	: 4,162 m/s
Gaya tangensial (Ft)	: 70 kg
Gaya radial (Fr)	: 25,47 Kg
Beban permukaan ijin persatuan lebar (F_{min})	: 3,9 kg/mm

Bahan pinion SNC 2 , dengan

Kekuatan tarik (σ_B)	: 85 kg/mm ²
Tegangan lentur ijin (σ_a)	: 40 kg/mm ²
Kekerasan bahan (H_B)	: 248 – 302

Bahan roda gigi S35C dengan

Kekuatan tarik (σ_B)	: 52 kg/mm ²
Tegangan lentur ijin (σ_a)	: 26 kg/mm ²
Kekerasan bahan (H_B)	: 149 – 207
Modul gigi (M)	: 3
Faktor koreksi (fc)	: 1,3
Sudut tekan pahat	: 20°
Lebar gigi / modul	: 18/2

5) Pasangan roda gigi Z_{14} dan Z_{17} .

Daya rencana (P_d)	: 2,86 kW
Diameter lingkaran jarak bagi pinion (D_{14})	: 186 mm
Diameter lingkaran jarak bagi roda gigi (D_{17})	: 102 mm
Jarak sumbu poros (A_0)	: 150 mm

Kelonggaran puncak (C_k)	: 0,83 mm
Diameter kepala pinion (D_{k14})	: 192 mm
Diameter kepala roda gigi (D_{k17})	: 108 mm
Diameter kaki pinion (D_{f14})	: 178,336 mm
Diameter kaki roda gigi (D_{f17})	: 94,336 mm
Tinggi gigi (H)	: 6,8 mm
Kecepatan keliling (V)	: 1,3 m/s
Gaya tangensial (F_t)	: 223,317 kg
Gaya radial (F_r)	: 81,281 Kg
Beban permukaan ijin persatuan lebar (F_{min})	: 9,305 kg/mm

Bahan pinion SNC 2 , dengan

Kekuatan tarik (σ_B)	: 85 kg/mm ²
Tegangan lentur ijin (σ_a)	: 40 kg/mm ²
Kekerasan bahan (H_B)	: 248 – 302

Bahan roda gigi S45C dengan

Kekuatan tarik (σ_B)	: 58 kg/mm ²
Tegangan lentur ijin (σ_a)	: 30 kg/mm ²
Kekerasan bahan (H_B)	: 167 – 229
Modul gigi (M)	: 3
Faktor koreksi (f_c)	: 1,3
Sudut tekan pahat	: 20°
Lebar gigi / modul	: 24/3

6) Pasangan roda gigi Z_{15} dan Z_{16} .

Daya rencana (P_d)	: 2,86 kW
Diameter lingkaran jarak bagi pinion (D_{15})	: 130,451 mm
Diameter lingkaran jarak bagi roda gigi (D_{16})	: 157,549 mm
Jarak sumbu poros (A_0)	: 150 mm
Kelonggaran puncak (C_k)	: 0,75 mm
Diameter kepala pinion (D_{k15})	: 136 mm
Diameter kepala roda gigi (D_{k16})	: 163,2 mm
Diameter kaki pinion (D_{f15})	: 123,612 mm
Diameter kaki roda gigi (D_{f16})	: 150,8 mm
Tinggi gigi (H)	: 6,2 mm
Kecepatan keliling (V)	: 0,655 m/s
Gaya tangensial (F_t)	: 445,67 kg
Gaya radial (F_r)	: 162,211 Kg
Beban permukaan ijin persatuan lebar (F_{min})	: 16,747 kg/mm

Bahan pinion SNC 2 , dengan

Kekuatan tarik (σ_B)	: 85 kg/mm ²
Tegangan lentur ijin (σ_a)	: 40 kg/mm ²
Kekerasan bahan (H_B)	: 248 – 302

Bahan roda gigi SNC 2 dengan

Kekuatan tarik (σ_B)	: 85 kg/mm ²
Tegangan lentur ijin (σ_a)	: 40 kg/mm ²
Kekerasan bahan (H_B)	: 248 – 302

Modul gigi (M)	: 2,75
Faktor koreksi (fc)	: 1,3
Sudut tekan pahat	: 20°
Lebar gigi / modul	: 27/2,75

Diketahui bahwa dalam perancangan mesin bubut ini terdapat roda gigi yang memiliki lebar yang lebih besar, hal ini dikarenakan roda gigi tersebut memiliki lebih dari satu macam posisi kontak dengan pasangannya, sedangkan hasil data perhitungan diatas adalah ukuran gigi dengan satu macam bidang kontak. Ukuran – ukuran giginya adalah sebagai berikut: roda gigi 11 (Z_{11}) : 65 mm, roda gigi 17 (Z_{17}) : 60 mm, roda gigi 18 (Z_{18}) : 60 mm.

E. Perancangan Poros

1. Bahan Poros

Pada perancangan mesin bubut ini terdapat empat buah batang poros seperti tampak pada Gambar 29, dengan spesifikasi sebagai berikut:

Poros I, II, dan IV :

Bahan poros : Baja karbon S45C

Kekuatan tarik bahan (σ_B) : 58 kg/mm²

Faktor keamanan, S_{f1} : 6

Faktor keamanan, S_{f2} : 2

Tegangan geser bahan,
$$\tau_a = \frac{\sigma_B}{S_{f1} \cdot S_{f2}} = \frac{58}{6 \cdot 2} = 4,83 \text{ kg/mm}^2$$

Faktor koreksi, K_t : 1,5 (untuk tumbukan)

Faktor koreksi, C_b : 1,5 (untuk lenturan)

Poros III :

Bahan poros : SNC 2

Kekuatan tarik bahan (σ_B) : 85 kg/mm²

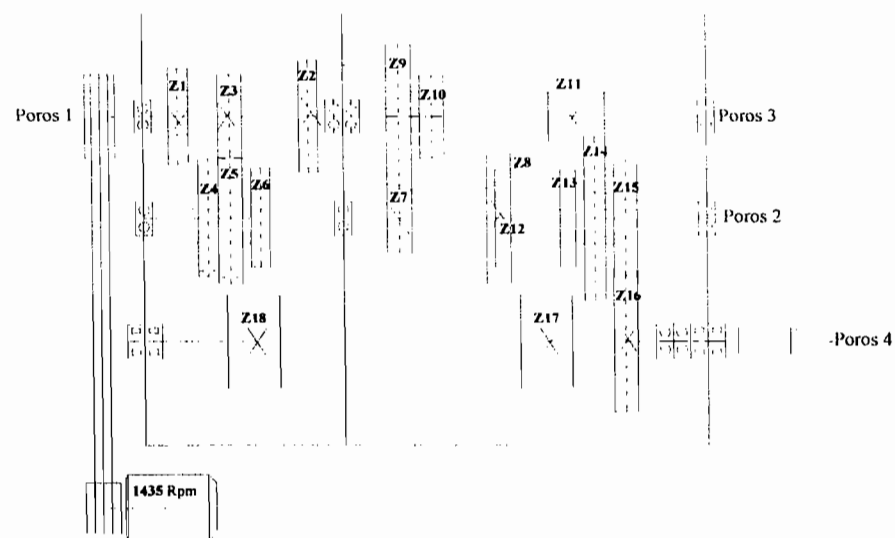
Faktor keamanan, S_{f1} : 6

Faktor keamanan, S_{f2} : 2

Tegangan geser bahan,
$$\tau_u = \frac{\sigma_B}{S_{f1} \cdot S_{f2}} = \frac{85}{6 \cdot 2} = 7,083 \text{ kg/mm}^2$$

Faktor koreksi, K_t : 1,5 (untuk tumbukan)

Faktor koreksi, C_b : 1,5 (untuk lenturan)



Gambar 29. Skematik Poros Mesin.

Tabel 21. Baja karbon untuk konstruksi mesin dan baja batang yang difinis dingin untuk poros. (Sularso,1994:3)

Standar dan macam	Lambang	Perlakuan panas	Kekuatan tarik (kg/mm ²)	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
	S40C-D	-	60	
	S45C-D	-	72	

2. Perhitungan Beban.

Kebanyakan poros mesin bekerja dengan mendapat beban puntir dan beban lengkung secara bersamaan. Bila poros hanya mendapat beban puntir saja/beban lengkung saja, maka ukuran poros dapat ditentukan atas dasar beban puntir/beban lengkung yang bekerja pada poros tersebut. Ukuran-ukuran poros yang mendapat beban puntir dan beban lengkung secara bersamaan dapat ditentukan atas dasar beban kombinasi antara beban puntir dan beban lengkung tersebut. Gaya – gaya yang terdapat pada poros disebabkan oleh dua sistem transmisi yaitu transmisi sabuk dan transmisi roda gigi.

a. Poros I

Beban Yang Diakibatkan Oleh Sabuk Dan Pulli.

Diketahui : Lebar pulli (B) : 35 mm, diameter luar pulli (D_k) : 162 mm, daya rencana : 2,86 kw, sudut kontak (Q) : 178°, putaran :

900 rpm, kecepatan sabuk : 7,13 m/s. Dari data diatas dapat dihitung torsi yang terjadi adalah sebagai berikut:

$$T_{motor} = (9,74.10^5) \left(\frac{P_d}{n_m} \right) = (9,74.10^5) \left(\frac{2,86}{1435} \right) = 1941,212 \text{ kg.mm} = 1,941 \text{ kg.m}$$

$$T_1 = (9,74.10^5) \left(\frac{P_d}{n_1} \right) = (9,74.10^5) \left(\frac{2,86}{900} \right) = 3095,15 \text{ kg.mm} = 3,095 \text{ kg.m}$$

Tegangan yang terjadi pada sabuk.

Kecepatan linier sabuk :

$$V = \frac{\pi \cdot d_p \cdot n}{60 \cdot 1000} = \frac{\pi \cdot 95 \cdot 1435}{60 \cdot 1000} = 7,134 \text{ m/s}$$

Gaya tarik efektif sabuk :

$$F_e = \frac{102 \cdot P_0}{v} = \frac{102 \cdot (2)}{7,134} = 28,6 \text{ kg}$$

Koefisien gesek antara sabuk dan pulli (diperoleh dari Tabel 22) :

$$\mu = 0,35 + (0,012 \cdot v)$$

$$\mu = 0,35 + ((0,012) \cdot (7,134))$$

$$\mu = 0,435$$

Tabel 22. Data Material Sabuk (Sumber: Akademi Teknik Mesin Industri (ATMI) Surakarta, Transmisi sabuk, hal. 49)

Jenis material sabuk	Batas tarik σ_B (N/cm ²)	Tegang tarik ijin σ_z (N/cm ²)	Koefisien S/d ₁	Frekuensi tekuk B_{zmax} (s ⁻¹)	Kecepatan max. v (m/s)	Angka gesekan μ	t _{max} (°C)
Kulit S	2500	360 .. 410	0,033	5	30	Sisi daging	35
G	3000	430 .. 500	0,04	10	40	0,22+0,012.v	35
HGL	3000 .. 4000	430 .. 650	0,05	25	50	Sisi bulu :	45
NGC	3000 .. 4500	430 .. 750	0,05	25	50	0,33+0,02.v	70
Rajutan :							
Balata-katun	5000 .. 6500	330 .. 540	0,04	30	40	0,5	40
Karet-balata-katun	5000 .. 6000	330 .. 540	0,035	30	40	0,5	45
Karet-katun	4500 .. 6000	300 .. 500	0,033	30	40	0,5	70
Tekstil :							
Katun	3500 .. 5000	230 .. 500	0,05	40	50	0,3	--
Sutera tiruan	5000	330 .. 500	0,04	40	50	0,35	--
Nilon-perlon	18000 .. 22000	1650 .. 2200	--	80	65	--	--
Sabuk lapis majemuk :							
Sisi sentuh :kulit/karet	18000 .. 22000	1650 .. 2200	0,01	80	Biasa : 80 Istimewa s/d : 100	Lihat kulit/80	40 ..70/ 70 .. 80
Sisi tarik : plastik							
Sabuk V standar	--	700 .. 900	--	40	25 .. 30	0.35 + 0,012.v	70 .. 80
Sabuk V sempit	--			50 .. 80	60		

Gaya tarik pada sisi tarik F_1 dan sisi kendur F_2 sabuk :(Sularso,1997,hal. 171)

$$F_e = F_1 - F_2 \quad 1a)$$

$$\frac{F_1}{F_2} = e^{\mu \cdot \theta} \quad 1b)$$

$$\frac{F_1}{F_2} = e^{0,435 \cdot (178 \cdot \pi / 180)} = 3,86$$

$$F_1 = (3,86) \cdot F_2 \quad 2)$$

dari persamaan 1) dan 2) akan diperoleh :

$$F_1 - F_2 = 28,6$$

$$(3,86) \cdot F_2 - F_2 = 28,6$$

$$F_2 = \frac{28,6}{3,86} = 7,41 \text{ kg}$$

maka akan diperoleh :

$$F_1 = (28,6) + F_2$$

$$F_1 = (28,6) + (7,41) = 36,01 \text{ kg}$$

Momen puntir yang terjadi pada poros tempat kedudukan pulli di kotak roda gigi dapat dicari sebagai berikut, dengan ketentuan momen input = momen output : (Viktor Malau,1999, Diktat Elemen Mesin II, hal. 5)

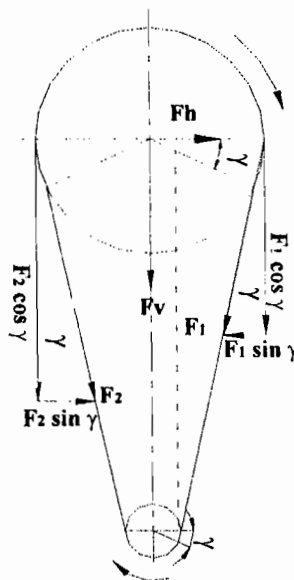
$$\begin{aligned} T_i = T_o &= (F_1 - F_2) \cdot r_{pp} \\ &= (36,01 - 7,41) \cdot (81) \\ &= 2316,6 \text{ kg} \cdot \text{mm} \end{aligned}$$

Modulus elastisitas gelincir baja $G = 80 \text{ Gpa} = 80 \cdot 10^9 \text{ N/m}^2 = 80 \cdot 10^3 \text{ N/mm}^2$

Tinjauan kekuatan poros terhadap gaya-gaya luar

Gaya – gaya yang terdapat pada pulli, diketahui sebagai berikut :

$$F_1 = 36,01 \text{ Kg}, F_2 = 7,41 \text{ kg}$$



Gambar 30. Pulli Mesin Bubut.

$$\gamma \approx \sin \gamma = \frac{(D_p - d_p)}{2C} \quad \theta = 180^\circ - 2\gamma$$

$$\gamma = \frac{180 - \theta}{2} = \frac{180 - 178}{2} = 1^\circ$$

Untuk menghitung gaya – gaya yang bekerja pada pulli, ditinjau dalam dua arah yaitu arah horizontal dan arah vertikal, dan dapat dilihat pada perhitungan dibawah ini:

Dalam arah horizontal :

$$F_{h1} = F_1 \sin \gamma = 36,01 \cdot \sin 1^\circ = 0,628 \text{ kg}$$

$$F_{h2} = F_2 \sin \gamma = 7,41 \cdot \sin 1^\circ = 0,129 \text{ kg}$$

$$F_h = F_{h1} - F_{h2}$$

$$F_h = 0,5 \text{ kg}$$

Dalam arah vertikal :

$$F_{v1} = F_1 \cos \gamma = 36,01 \cdot \cos 1^\circ = 36 \text{ Kg}$$

$$F_{v2} = F_2 \cos \gamma = 7,41 \cdot \cos 1^\circ = 7,408 \text{ Kg}$$

$$F_v = F_{v1} + F_{v2}$$

$$F_v = 43,408 \text{ kg}$$

Berat pulli (W_{pulli}) :

Berat pulli dapat diketahui dengan mengalikan volume dari pulli tersebut dengan massa jenis dari bahan pulli, adalah sebagai berikut:

Volume pulli (V) :

$$V = \frac{\pi \cdot D_k^2}{4} \cdot B$$

$$V = \frac{\pi \cdot 162^2}{4} \cdot 35$$

$$V = 721053,9 \text{ mm}^3 = 721,053 \text{ cm}^3$$

$$W = \rho_{\text{baja}} \cdot V$$

$$\rho_{\text{baja}} = 7,83 \cdot 10^{-3} \text{ kg / cm}^3$$

$$W = 7,83 \cdot 10^{-3} \cdot 721,053$$

$$W_{\text{pulli}} = 5,645 \text{ kg}$$

Beban yang terjadi pada pulli secara vertikal dapat dihitung sebagai berikut:

$$P_v = F_v + w$$

$$P_v = 43,408 + 5,645$$

$$P_v = 49,053 \text{ kg}$$

Beban yang terjadi secara horizontal adalah sebagai berikut:

$$P_h = F_h = 0,5 \approx 1 \text{ kg}$$

2. Beban Pada Roda Gigi (W_{RG}):

Kerja sama yang terjadi pada roda gigi 1 dan 4, diketahui : lebar pulli (B): 23 mm, diameter kepala (D_k): 114 mm, diameter jarak bagi (D_{o1}): 2,86 kw, gaya tangensial (F_t): 57,35 kg, gaya radial (F_r): 20,87 kg.

Volume dan berat dari roda gigi ini dapat dicari sebagai berikut:

Volume roda gigi (V) :

$$V = \frac{\pi \cdot D_k^2}{4} \cdot B$$

$$V = \frac{\pi \cdot 114^2}{4} \cdot 23$$

$$V = 234642,78 \text{ mm}^3 = 234,64 \text{ cm}^3$$

$$W = \rho_{\text{baja}} \cdot V$$

$$\rho_{\text{baja}} = 7,83 \cdot 10^{-3} \text{ kg / cm}^3$$

$$W = 7,83 \cdot 10^{-3} \cdot 234,64$$

$$W_{RG} = 1,844 \text{ kg}$$

Gaya horizontal (P_h), yang terjadi pada roda gigi ini sama dengan gaya tangensial maka: $P_h = F_t = 57,35 \text{ kg}$

Gaya vertikal (P_v), gaya yang terjadi dalam arah vertikal adalah gaya radial, maka untuk mengetahui beban atau gaya vertikal yang terjadi adalah sebagai berikut:

$$P_v = F_r - w$$

$$P_v = 20,87 - 1,844$$

$$P_v = 19,03 \text{ kg}$$

Dengan cara perhitungan yang sama maka dapat dibuatkan tabelnya adalah sebagai berikut:

Tabel 23. Gaya – gaya pada roda gigi

Po ros	Pulli dan Roda gigi	B (mm)	VOL (cm ³)	W (kg)	F _r (kg)	P _h (kg)	F _r (Kg)	P _v (kg)
I	Pulli	35	721,054	5,667	0,75	1	43,41	50
I	Z ₁	23	234,64	1,84	57,35	58	20,87	20
I	Z ₂	21,5	297,69	2,34	49,22	50	17,91	16
I	Z ₃	28	213,51	1,67	67,67	68	24,63	23
II	Z ₄	23	343,83	8,647	57,35	58	20,87	30
II	Z ₅	28	527,25		67,67	68	24,63	34
II	Z ₆	21,5	229,06		49,22	50	17,91	27
II	Z ₇	28,3	142,17	1,11	102,15	103	37,18	39
II	Z ₈	27,5	513,03	2,91	67,8	68	24,67	28
II	Z ₁₂	18	142,71		70	70	25,47	29
II	Z ₁₃	18	183,63	9,98	70	70	25,47	36
II	Z ₁₄ (11-14)	24	694,51		115,3	116	41,96	52
II	Z ₁₄ (14-17)	24	694,51		223,31	224	81,28	92
II	Z ₁₅	27	392,02		445,67	446	162,21	173
III	Z ₉	28,3	649,60	6,75	102,15	103	37,182	44
III	Z ₁₀	27,5	209,02		67,8	68	24,67	32
III	Z ₁₁	550	1554,30	12,21	115,3	116	41,96	55
IV	Z ₁₆	27	564,51	4,43	445,67	446	162,21	167
IV	Z ₁₇	550	5035,93	39,582	223,31	224	81,28	121
IV	Z ₁₈	550	5035,93	39,582	--	7	--	--

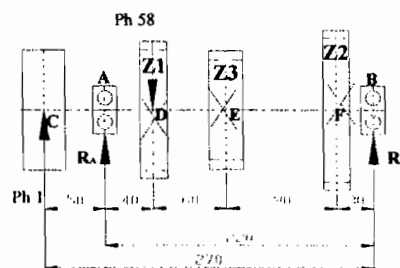
Keterangan : untuk roda gigi 14 (Z₁₄), bekerja sama dengan roda gigi Z₁₁ dan Z₁₇,

sehingga gaya-gayanya pun harus disesuaikan dengan roda giginya.

3. Analisa Reaksi Pada Tumpuan.

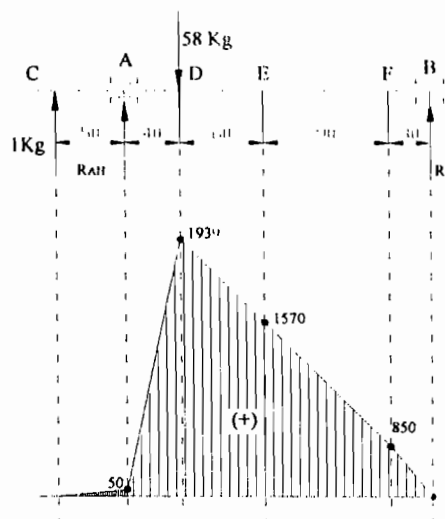
a. Reaksi tumpuan terjadi pada roda gigi 1

Reaksi – reaksi yang terjadi pada tumpuan poros I (lihat Gambar 31) dapat dihitung dengan menganalisa poros dalam arah horizontal dan vertikal. Perhitungannya adalah sebagai berikut:



Gambar 31. Poros I Dalam Arah Horizontal.

Pembebanan pada roda gigi 1 dalam arah horizontal (lihat Gambar 32):



Gambar 32. BMD Horizontal Poros I.

$$\Sigma M_B = 0$$

$$(1)(270) - (58)(180) + 220 R_{AH} = 0$$

$$-10710 + 220 R_{AH} = 0$$

$$R_{AH} = \frac{10710}{220} = 46,2 \approx 47 \text{ kg } (\uparrow)$$

$$\Sigma P_V = 0$$

$$(1 + 58) - 47 - R_{BV} = 0$$

$$R_{BH} = 12 \text{ kg } (\uparrow)$$

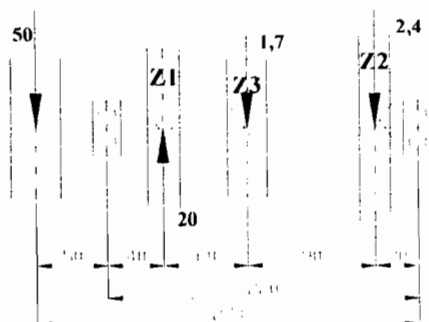
$$M_A = (1)(50) = 50 \text{ kg.mm}$$

$$M_D = (1)(90) + (49)(40) = 1939 \text{ kg.mm}$$

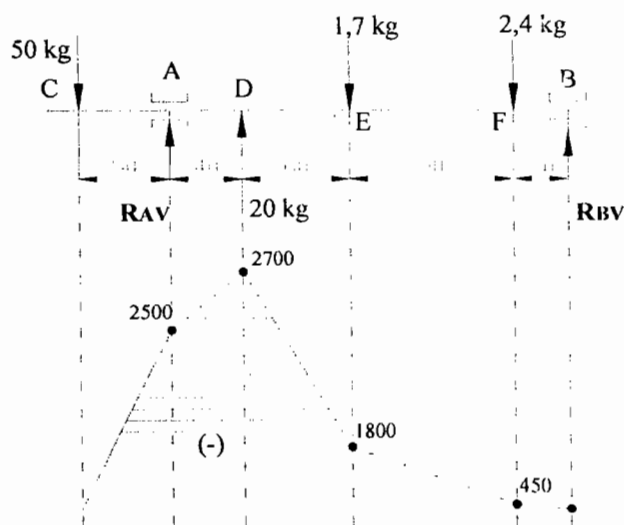
$$M_E = (1)(150) + (49)(100) - (58)(60) = 1570 \text{ kg.mm}$$

$$M_F = (1)(240) + (49)(190) - (58)(150) = 850 \text{ kg.mm}$$

Pembebanan pada roda gigi I dalam arah vertikal (lihat Gambar 33,34):



Gambar 33. Poros I Dalam Arah Vertikal.



Gambar 34. BMD Vertikal Poros I.

$$\Sigma M_B = 0$$

$$-(50)(270) + (20)(180) + 220 R_{AV} = 0$$

$$-9900 + 220 R_{AV} = 0$$

$$R_{AV} = \frac{9900}{220} = 45 \text{ kg} (\uparrow)$$

$$\Sigma P_V = 0$$

$$(1,7 + 2,4 + 50) - (45 + 20 + R_{BV}) = 0$$

$$R_{BV} = 10,9 \text{ kg} (\uparrow)$$

$$M_A = (-50)(50) = -2500 \text{ kg.mm}$$

$$M_D = (-50)(90) + (45)(40) = -2700 \text{ kg.mm}$$

$$M_E = (-50)(150) + (45)(100) + (20)(60) = -1800 \text{ kg.mm}$$

$$M_F = (-50)(240) + (45)(190) + (20)(150) - (1,7)(90) = -450 \text{ kg.mm}$$

Gaya - gaya reaksi dan momen dalam arah horizontal dan vertikal yang terjadi pada poros I kemudian diresultan, persamaannya adalah sebagai berikut :

$$R_A = \sqrt{R_{AH}^2 + R_{AV}^2} = \sqrt{(47)^2 + (-45)^2} = 65,069 \text{ kg} \approx 66 \text{ kg} (\uparrow)$$

$$R_B = \sqrt{R_{BH}^2 + R_{BV}^2} = \sqrt{(12)^2 + (76,1)^2} = 77,040 \approx 78 \text{ kg} (\uparrow)$$

Momen resultan:

$$M_A = \sqrt{M_{AH}^2 + M_{AV}^2} = \sqrt{(50)^2 + (-2500)^2} = 2500,5 \text{ kg.mm}$$

$$M_D = \sqrt{M_{DH}^2 + M_{DV}^2} = \sqrt{(1939)^2 + (-2700)^2} = 3324,112 \text{ kg.mm}$$

$$M_C = 0$$

$$M_B = 0$$

Dengan cara perhitungan yang sama maka didapatkan hasil

Pembebanan pada roda gigi 2:

$$R_{AH} = 6 \text{ kg } (\uparrow)$$

$$R_{AV} = -60 \text{ kg } (\downarrow)$$

$$R_{BH} = 44 \text{ kg } (\uparrow)$$

$$R_{BV} = -26 \text{ kg } (\downarrow)$$

$$M_{AH} = 50 \text{ kg}$$

$$M_{AV} = 2500 \text{ kg}$$

$$M_{FH} = 1303 \text{ kg}$$

$$M_{FV} = 756 \text{ kg}$$

Gaya resultan :

$$R_A = 61 \text{ kg } (\uparrow)$$

$$R_B = 52 \text{ kg } (\uparrow)$$

Momen resultan:

$$M_A = 2500,5 \text{ kg}$$

$$M_F = 1507 \text{ kg}$$

$$M_B = 0$$



Pembebanan pada roda gigi 3 :

$$R_{AH} = 38,318 \text{ kg } (\uparrow)$$

$$R_{AV} = -74,29 \text{ kg } (\downarrow)$$

$$R_{BH} = 30,682 \text{ kg } (\uparrow)$$

$$R_{BV} = 1,5 \text{ kg } (\uparrow)$$

$$M_{AH} = -50 \text{ kg}$$

$$M_{AV} = 2500 \text{ kg}$$

$$M_{DH} = 1442,75 \text{ kg}$$

$$M_{DV} = 1528,4 \text{ kg}$$

$$M_{EH} = 3681,818 \text{ kg}$$

$$M_{EV} = -37 \text{ kg}$$

$$M_{FH} = -2528,2 \text{ kg}$$

$$M_{FV} = 44,9 \text{ kg}$$

Gaya resultan :

$$R_A = 83,589 \text{ kg } (\uparrow)$$

$$R_B = 30,718 \text{ kg } (\uparrow)$$

Momen resultan:

$$M_A = 2500,5 \text{ kg}$$

$$M_D = 2101,772 \text{ kg}$$

$$M_E = 3681,185 \text{ kg}$$

$$M_F = 2528,598 \text{ kg}$$

4. Perhitungan Diameter Poros.

Diketahui bahwa momen resultan terbesar adalah 3681,185 kg.mm, yang terjadi pada pergerakan roda gigi 3, maka dapat dihitung :

Diameter minimal poros mesin (d_{s1}). (Sularso,1994,:18)

Bahan poros : Baja karbon S45C

Kekuatan tarik bahan (σ_B) : 58 kg/mm²

Faktor keamanan, $S_{f1} = 6$, $S_{f2} = 2$, $K_m = 2$, $K_t = 1,5$

Tegangan geser bahan,
$$\tau_a = \frac{\sigma_B}{S_{f1} \cdot S_{f2}} = \frac{58}{6 \cdot 2} = 4,83 \text{ kg/mm}^2$$

$$d_{s1} = \left[\left(\frac{5,1}{\tau_a} \right) \cdot \sqrt{(K_m \cdot M)^2 + (K_t \cdot T)^2} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$d_{s1} = \left[\left(\frac{5,1}{4,83} \right) \cdot \sqrt{(2 \cdot 3681,185)^2 + (1,5 \cdot 3095,15)^2} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$d_{s1} = 20,878 \text{ mm}$$

5. Defleksi Puntiran (θ) (Sularso,1994,:18).

$$\theta = 584. \frac{T.L}{Gd_s^4}$$

Keterangan :

T : Torsi (Kg.mm)

L : Panjang poros terpuntir (mm)

G : Modulus geser (Kg/mm²)

Untuk baja modulus geser $8,3 \cdot 10^3$ (Kg/mm²) (Sularso,1994,:18)

L = 150 mm.

Defleksi puntiran yang terjadi berdasarkan diameter poros minimal adalah

:

$$\theta = 584. \frac{(3095,15)(150)}{(8,3 \cdot 10^3)(20,878^4)}$$

$$\theta = 0,1032^\circ$$

Untuk poros yang dipasang pada mesin umum dalam kondisi kerja normal, besarnya defleksi puntiran dibatasi sampai 0,25 atau 0,30 derajat untuk setiap meter panjang poros (1000 mm). Untuk poros sepanjang 150 mm, θ_{maks} yang terjadi adalah:

$$\theta_{maks} = \frac{150}{1000} \cdot 0,25.$$

$$\theta_{maks} = 0,0375^\circ$$

Syarat dari sudut puntir adalah ($\theta < \theta_{maks}$), maka poros I ini tidak memenuhi persyaratan defleksi puntiran. Agar dapat memenuhi persyaratan maka berdasarkan Tabel 24. Diameter Poros Standar, maka diambil diameternya sebesar 32 mm.

Tabel 24. Diameter Poros Standar (Sularso,1994:9) .

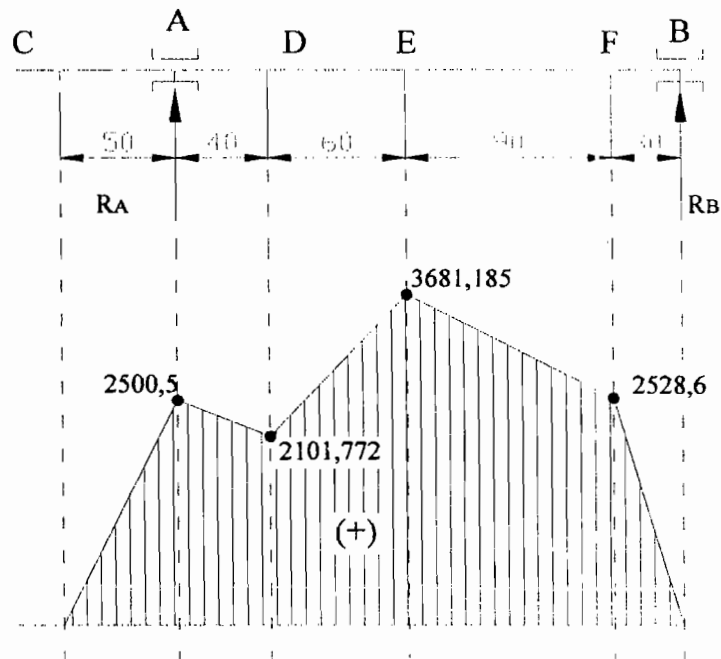
(Satuan mm)

4	10	*22,4	40	100	*224	400			
		24		(105)	240				
4,5	11	25	45	110	250	420			
		28		*112	260		440		
		30		120	280		450		
5	*11,2	*31,5	48	125	*315	480			
		32			50		320	500	
					55		130	340	530
					35				
*5,6	14	*35,5	56	140	*355	560			
6	(15)	38	60	150	360	600			
	16			160	380				
*6,3	(17)		63	170		630			
	18			180					
	19			190					
	20			200					
	22			220					
7			65						
*7,1			70						
			71						
			75						
8			80						
9			85						
			90						
			95						

- Keterangan:**
1. Tanda* menyatakan bahwa bilangan yang bersangkutan dipilih dari bilangan standar.
 2. Bilangan di dalam kurung hanya dipakai untuk bagian dimana akan dipasang bantalan gelinding.

6. Perhitungan Slope (θ) Dan Defleksi (Y) Poros.

Momen resultan terbesar pada poros I terjadi pada pembebanan roda gigi 3, Gambar 35 dibawah ini adalah gambar diagram momen lengkung resultan yang terjadi maka slope dan defleksinya dapat dihitung sebagai berikut:

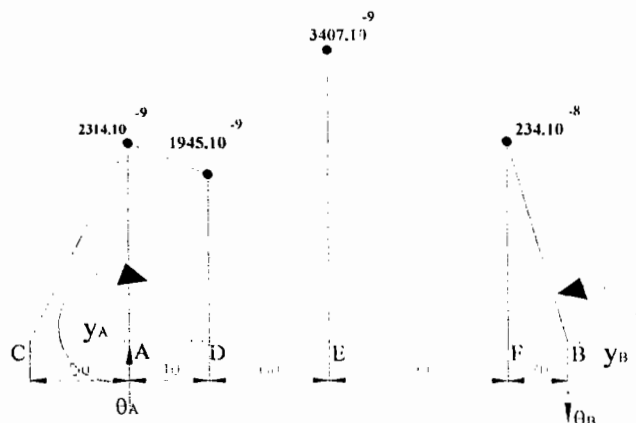


Gambar 35. BMD Resultan Poros I.

Momen inersia poros :

$$I = \frac{\pi \cdot d_1^4}{64} = \frac{\pi \cdot 32^4}{64} = 51445,76 \text{ mm}^4$$

E = modulus elastisitas, untuk baja = $2 \cdot 10^4 \text{ kg/mm}^2$



Gambar 36. Diagram M/EI Poros I.

Analisa Slope (θ_A dan θ_B) dan defleksi (y_A dan y_B) di titik A dan B

$$\Sigma M_A = 0$$

$$\begin{aligned} -y_B + \theta_B \cdot 220 + \left(\frac{1}{2} \cdot 30 \cdot 234 \cdot 10^{-8} \right) \left(\frac{1}{3} \cdot 30 + 190 \right) + \left(\frac{1}{2} \cdot 90 \cdot 1066 \cdot 10^{-9} \right) \left(\frac{1}{3} \cdot 90 + 100 \right) + \\ (234 \cdot 10^{-8} \cdot 90) \left(\frac{1}{2} \cdot 90 + 100 \right) + \left(\frac{1}{2} \cdot 60 \cdot 1461 \cdot 10^{-9} \right) \left(\frac{2}{3} \cdot 60 + 40 \right) + \\ (1945 \cdot 10^{-9} \cdot 60) \left(\frac{1}{2} \cdot 60 + 40 \right) + \left(\frac{1}{2} \cdot 40 \cdot 369 \cdot 10^{-9} \right) \left(\frac{1}{3} \cdot 40 \right) + (1945 \cdot 10^{-9} \cdot 40) \left(\frac{1}{2} \cdot 40 \right) + y_A = 0 \end{aligned}$$

$$\theta_B \cdot 220 = -702 \cdot 10^{-5} - 62361 \cdot 10^{-7} - 30537 \cdot 10^{-6} - 35064 \cdot 10^{-7} - 8169 \cdot 10^{-6} - 984 \cdot 10^{-7} - 1556 \cdot 10^{-6}$$

$$\theta_B = -\frac{571229 \cdot 10^{-7}}{220} = -259649 \cdot 10^{-9} \text{ rad}$$

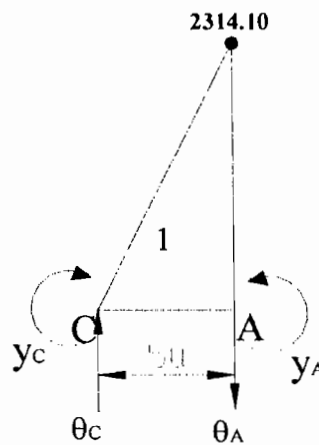
$$\Sigma P_V = 0$$

$$\theta_B + \left(\frac{1}{2} \cdot 30 \cdot 234 \cdot 10^{-8} \right) + \left(\frac{1}{2} \cdot 90 \cdot 1066 \cdot 10^{-9} \right) + (234 \cdot 10^{-8} \cdot 90) + \left(\frac{1}{2} \cdot 60 \cdot 1461 \cdot 10^{-9} \right) + (1945 \cdot 10^{-9} \cdot 60) + \left(\frac{1}{2} \cdot 40 \cdot 369 \cdot 10^{-9} \right) + (1945 \cdot 10^{-9} \cdot 40) = \theta_A$$

$$\theta_A = -259649 \cdot 10^{-9} + 351 \cdot 10^{-7} + 4797 \cdot 10^{-8} + 2106 \cdot 10^{-7} + 4383 \cdot 10^{-8} + 1167 \cdot 10^{-7} + 738 \cdot 10^{-8} + 778 \cdot 10^{-7}$$

$$\theta_A = 279 \cdot 10^{-6} \text{ rad}$$

Analisa Slope (θ_C) dan defleksi (y_C) di titik C



Gambar 37. Analisa Slope (θ_C) Dan Defleksi (y_C) di Titik C Poros I.

$$\Sigma P_V = 0$$

$$\theta_A + \left(\frac{1}{2} \cdot 50 \cdot 2314 \cdot 10^{-9} \right) = \theta_C$$

$$\theta_C = 279 \cdot 10^{-6} + 5785 \cdot 10^{-8}$$

$$\theta_C = 336 \cdot 10^{-6} \text{ rad}$$

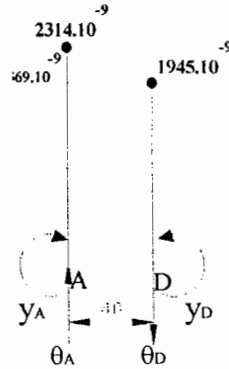
$$\Sigma M_C = 0$$

$$-y_A + \left(\frac{1}{2} \cdot 50 \cdot 2314 \cdot 10^{-9} \right) \cdot \left(\frac{2}{3} \cdot 50 \right) + (\theta_A \cdot 50) = y_C$$

$$y_C = 1928 \cdot 10^{-6} + 1395 \cdot 10^{-5}$$

$$y_C = 15878 \cdot 10^{-6} \text{ mm} = 15878 \cdot 10^{-9} \text{ m} (\downarrow)$$

Analisa Slope (θ_D) dan defleksi (y_D) di titik D



Gambar 38. Analisa Slope (θ_D) dan defleksi (y_D) di titik D Poros I.

$$\Sigma P_v = 0$$

$$\theta_A - \left(\frac{1}{2} \cdot 40 \cdot 369 \cdot 10^{-9} \right) - (1945 \cdot 10^{-9} \cdot 40) = \theta_D$$

$$\theta_D = 279 \cdot 10^{-6} - 738 \cdot 10^{-8} - 778 \cdot 10^{-7}$$

$$\theta_D = 193 \cdot 10^{-6} \text{ rad}$$

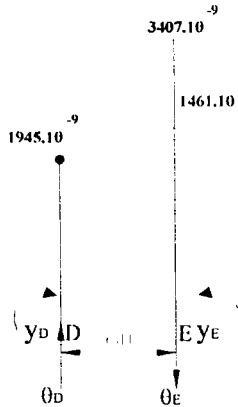
$$\Sigma M_D = 0$$

$$y_A + \theta_A \cdot 40 - \left(\frac{1}{2} \cdot 40 \cdot 369 \cdot 10^{-9} \right) \left(\frac{2}{3} \cdot 40 \right) - (1945 \cdot 10^{-9} \cdot 40) \left(\frac{1}{2} \cdot 40 \right) = y_D$$

$$y_D = 116 \cdot 10^{-5} - 1968 \cdot 10^{-7} - 1556 \cdot 10^{-6}$$

$$y_D = 94072 \cdot 10^{-7} \text{ mm} = 94072 \cdot 10^{-9} \text{ m } (\downarrow)$$

Analisa Slope (θ_E) dan defleksi (y_E) di titik E



Gambar 39. Analisa Slope (θ_E) dan defleksi (y_E) di titik E Poros I.

$$\Sigma P_v = 0$$

$$\theta_D - \left(\frac{1}{2} \cdot 60 \cdot 1461 \cdot 10^{-9} \right) - (1945 \cdot 10^{-9} \cdot 60) = \theta_E$$

$$\theta_E = 193 \cdot 10^{-6} - 4383 \cdot 10^{-8} - 1167 \cdot 10^{-7}$$

$$\theta_E = 3247 \cdot 10^{-8} \text{ rad}$$

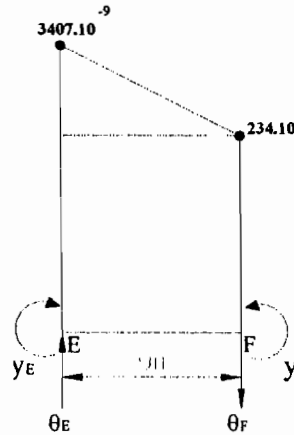
$$\Sigma M_E = 0$$

$$y_D + \theta_D \cdot 60 - \left(\frac{1}{2} \cdot 60 \cdot 1461 \cdot 10^{-9} \right) \cdot \left(\frac{1}{3} \cdot 60 \right) - (1945 \cdot 10^{-9} \cdot 60) \cdot \left(\frac{1}{2} \cdot 60 \right) = y_E$$

$$y_E = 94072 \cdot 10^{-7} + 1158 \cdot 10^{-5} - 8766 \cdot 10^{-7} - 3501 \cdot 10^{-6}$$

$$y_E = 166 \cdot 10^{-4} \text{ mm} = 166 \cdot 10^{-7} \text{ m } (\downarrow)$$

Analisa Slope (θ_F) dan defleksi (y_F) di titik F



Gambar 40. Analisa Slope (θ_F) dan defleksi (y_F) di titik F Poros I.

$$\Sigma P_V = 0$$

$$\theta_E - \left(\frac{1}{2} \cdot 90 \cdot 1066 \cdot 10^{-9} \right) - (234 \cdot 10^{-8} \cdot 90) = \theta_F$$

$$\theta_F = 3247 \cdot 10^{-8} - 4797 \cdot 10^{-8} - 2106 \cdot 10^{-7}$$

$$\theta_F = -2261 \cdot 10^{-7} \text{ rad}$$

$$\Sigma M_F = 0$$

$$y_E + \theta_E \cdot 90 - \left(\frac{1}{2} \cdot 90 \cdot 1066 \cdot 10^{-9} \right) \left(\frac{2}{3} \cdot 90 \right) - (234 \cdot 10^{-8} \cdot 90) \left(\frac{1}{2} \cdot 90 \right) = y_F$$

$$y_F = 166 \cdot 10^{-4} + 3247 \cdot 10^{-8} - 28782 \cdot 10^{-7} - 9477 \cdot 10^{-6}$$

$$y_F = 427 \cdot 10^{-5} \text{ mm} = 427 \cdot 10^{-8} \text{ m } (\downarrow)$$

7. Tinjauan Kekuatan Poros Terhadap Putaran Kritis

Pada poros I tinjauan kekuatan poros terhadap putaran kritis dapat digunakan rumus sebagai berikut: (Robert C Juvinall, 1983: 541)

$$n_c \approx \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{g \cdot (w_1 \cdot \delta_1 + w_2 \cdot \delta_2 + \dots)}{w_1 \cdot \delta_1^2 + w_2 \cdot \delta_2^2 + \dots}} = n_c \approx \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{g \cdot \Sigma w \delta}{\Sigma w \delta^2}}$$

Keterangan:

Gravitasi (g) $\approx 9,8 \text{ m/s}^2$

Defleksi (δ) (m)

Berat (w) (kg)

$$n_c \approx \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{(9,8) \left[(5,7 \cdot 15878 \cdot 10^{-9}) + (1,8 \cdot 94072 \cdot 10^{-9}) + (1,7 \cdot 166 \cdot 10^{-7}) + (2,3 \cdot 427 \cdot 10^{-8}) \right]}{(5,7 \cdot (15878 \cdot 10^{-9})^2) + (1,8 \cdot (94072 \cdot 10^{-9})^2) + (1,7 \cdot (166 \cdot 10^{-7})^2) + (2,3 \cdot (427 \cdot 10^{-8})^2)}}$$

$$n_c \approx \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{(9,8) \left[(905 \cdot 10^{-7}) + (169 \cdot 10^{-6}) + (28 \cdot 10^{-6}) + (98 \cdot 10^{-7}) \right]}{(1 \cdot 10^{-9}) + (15 \cdot 10^{-9}) + (4,68 \cdot 10^{-10}) + (4,19 \cdot 10^{-11})}}$$

$$n_c \approx \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{(9,8) \cdot 297 \cdot 10^{-6}}{16 \cdot 10^{-9}}} = 4073,18 \text{ rpm}$$

Syarat putaran kritis :

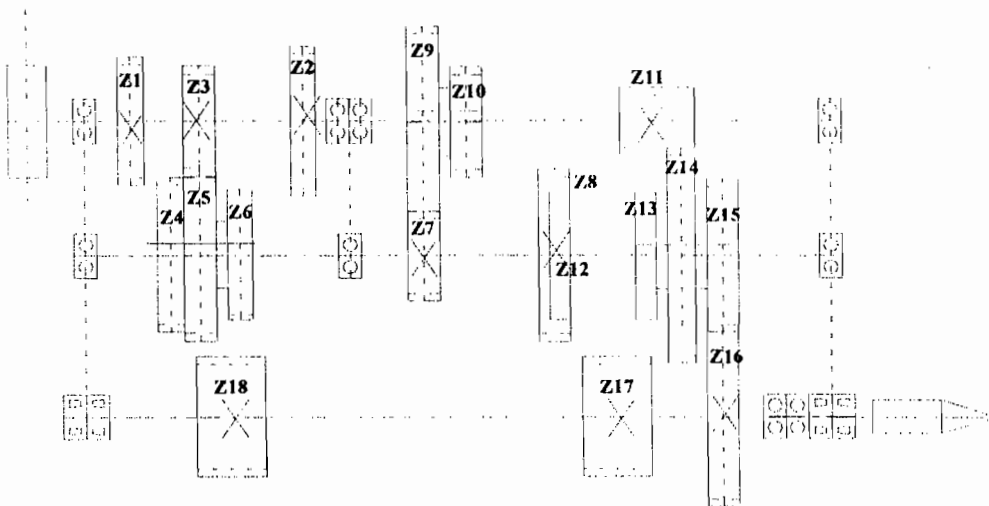
$$\frac{N_{output}}{N_c} = \frac{900}{4073,18} = 0,22 \leq 0,6 - 0,7 \Leftrightarrow \text{BAIK}$$

b. Poros II

Untuk poros dua pada mesin bubut ini, menggunakan tumpuan lebih dari dua tumpuan, sehingga poros dua mesin ini merupakan poros statis tak tentu, dan dihitung menggunakan metode slope defleksi.

Pada perhitungan poros ini, dihitung berdasarkan gaya – gaya dominan yang terbesar yang lebih berpengaruh terhadap besarnya diameter poros yang dicari. Gaya – gaya tersebut dapat dilihat pada Tabel 24. Gaya – gaya pada roda gigi. Maka perhitungan ini hanya akan dilakukan untuk kecepatan putar 63 rpm (lihat Gambar 41) dan 125 rpm, karena pada kecepatan putar tersebut gaya – gaya yang bekerja pada poros lebih besar dibandingkan dengan kecepatan putar yang lain.

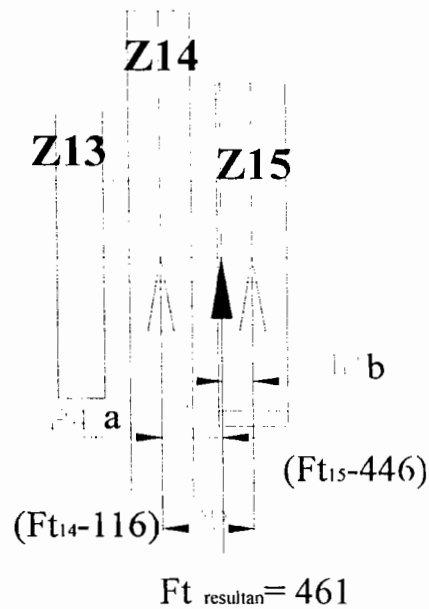
1. Reaksi tumpuan pada kecepatan 63 rpm



Gambar 41. Skematik Kecepatan 63 Rpm.

2. Reaksi tumpuan pada kecepatan 63 rpm horizontal

Pada roda gigi 13–14-15, yang terdapat pada batang BC poros II, terdapat dua titik tumpuan gaya yang bekerja pada roda gigi tersebut, oleh karena itu gaya – gaya tersebut harus diresultan dan dicari titik tengah dari kedua gaya tersebut, adalah sebagai berikut (lihat Gambar 42):



Gambar 42. Roda Gigi 13-14-15.

$$F_t = \sqrt{F_{t14}^2 + F_{t15}^2} = \sqrt{(116)^2 + (446)^2} = 460,833 \approx 461 \text{ kg}$$

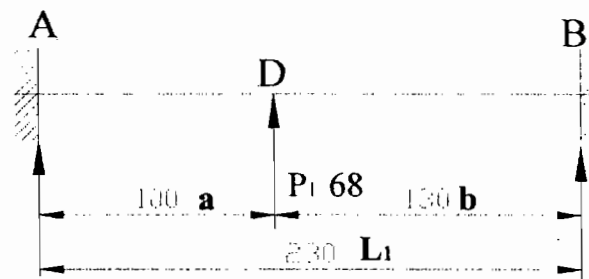
$$\Sigma M_B = 0$$

$$F_{t1} \cdot l = (F_{t1} + F_{t2}) \cdot b$$

$$b = \frac{224.36}{670} = 12,03 \text{ mm}$$

Perhitungan menggunakan metode slope defleksi ini menganalisa poros perbagian (lihat Gambar 43), pertama – tama yang dihitung adalah batang AB kemudian batang BC dengan asumsi tumpuan adalah dijepit, perhitungannya adalah sebagai berikut:

Batang AB



Gambar 43. Batang AB Horizontal Poros II Putaran 63 Rpm.

$$MF_{ab} = \frac{b}{L} \cdot \frac{Pab}{L}$$

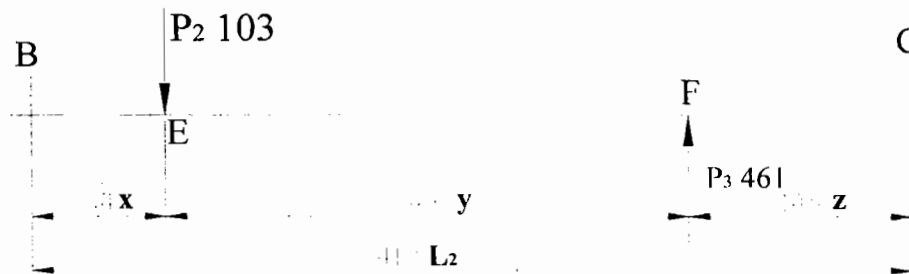
$$MF_{ab} = \frac{130}{230} \cdot \frac{68 \cdot 100 \cdot 130}{230} \quad (\text{Alapan, Rines. 2005.:58})$$

$$MF_{ab} = 2172,4 \approx 2172 \text{ kg}$$

$$MF_{ba} = \frac{a}{L} \cdot \frac{Pab}{L}$$

$$MF_{ba} = \frac{100}{230} \cdot \frac{-68 \cdot 100 \cdot 130}{230}$$

$$MF_{ba} = -1671,07 \approx -1671 \text{ kg}$$

Batang BC

Gambar 44. Batang BC Horizontal Poros II Putaran 63 Rpm.

$$MF_{bc} = \frac{P_2 \cdot x \cdot (y+z)^2}{L^2} + \frac{P_3 \cdot z^2 \cdot (x+y)}{L^2}$$

$$MF_{bc} = \frac{-103 \cdot 64 \cdot (248+105)^2}{418^2} + \frac{461 \cdot 105^2 \cdot (64+248)}{418^2}$$

$$MF_{bc} = -4701,257 + 9075,729$$

$$MF_{bc} = 4374,473 \text{ kg} \approx 4375 \text{ kg}$$

$$MF_{cb} = \frac{P_2 \cdot x^2 \cdot (y+z)}{L^2} + \frac{P_3 \cdot z \cdot (x+y)^2}{L^2}$$

$$MF_{cb} = \frac{103 \cdot 64^2 \cdot (248+105)}{418^2} - \frac{461 \cdot 105 \cdot (64+248)^2}{418^2}$$

$$MF_{cb} = 852,353 - 26967,883$$

$$MF_{cb} = -26115,53 \text{ kg} \approx -26116 \text{ kg}$$

Persamaan – persamaan yang terdapat pada batang AB dan BC:

1. M_{AB}

$$M_{AB} = MF_{AB} + \frac{2EI}{L} \cdot (-2\theta_A - \theta_B) = 0$$

$$M_{AB} = 2172 + \frac{EI}{115} \cdot (-2\theta_A - \theta_B) = 0$$

$$-\left(\frac{EI}{115} \cdot (-2\theta_A - \theta_B)\right) = 2172$$

$$2\theta_A + \theta_B = 2172 \cdot \frac{115}{EI}$$

$$2\theta_A + \theta_B = \frac{249780}{EI} \dots \dots \dots (1)$$

2. M_{BA}

$$M_{BA} = MF_{BA} + \frac{2EI}{L} \cdot (-\theta_A - 2\theta_B)$$

$$M_{BA} = -1671 + \frac{2EI}{230} \cdot (-\theta_A - 2\theta_B)$$

$$M_{BA} = -1671 + \frac{EI}{115} \cdot (-\theta_A - 2\theta_B) \dots \dots \dots (2)$$

3. M_{BC}

$$M_{BC} = MF_{BC} + \frac{2EI}{L} \cdot (-2\theta_B - \theta_C)$$

$$M_{BC} = 4375 + \frac{2EI}{418} \cdot (-2\theta_B - \theta_C)$$

$$M_{BC} = 4375 + \frac{EI}{209} \cdot (-2\theta_B - \theta_C) \dots \dots \dots (3)$$

4. M_{CB}

$$M_{CB} = MF_{CB} + \frac{2EI}{L} \cdot (-\theta_B - 2\theta_C) = 0$$

$$M_{CB} = -26116 + \frac{2EI}{418} \cdot (-\theta_B - 2\theta_C) = 0$$

$$M_{CB} = -26116 + \frac{EI}{209} \cdot (-\theta_B - 2\theta_C) = 0$$

$$\theta_B + 2\theta_C = -26116 \cdot \frac{209}{EI}$$

$$\theta_B + 2\theta_C = -\frac{5458244}{EI} \dots \dots \dots (4)$$

Persamaan pada tumpuan atau joint B:

$$\Sigma M_B = 0 \quad M_{BA} + M_{BC} = 0$$

$$-1671 + \frac{EI}{115} \cdot (-\theta_A - 2\theta_B) + 4375 + \frac{EI}{209} \cdot (-2\theta_B - \theta_C) = 0$$

$$2704 + \frac{EI}{24035} \cdot (-209\theta_A - 418\theta_B - 230\theta_B - 115\theta_C) = 0$$

$$2704 + \frac{EI}{24035} \cdot (-209\theta_A - 648\theta_B - 115\theta_C) = 0$$

$$209\theta_A + 648\theta_B + 115\theta_C = \frac{64990640}{EI} \dots \dots \dots (5)$$

Penyelesaian persamaan yang telah diketahui diselesaikan dengan metode eliminasi:

1. Persamaan 1 dan 4 :

$$(1) + (4) = \left(2\theta_A + \theta_B = \frac{249780}{EI} \right) + \left(\theta_B + 2\theta_C = -\frac{5458244}{EI} \right)$$

$$2\theta_A + 2\theta_B + 2\theta_C = -\frac{5208464}{EI}$$

$$\theta_A + \theta_B + \theta_C = -\frac{2604232}{EI} \dots\dots\dots(6)$$

2. Persamaan 5 dan 6 :

$$209\theta_A + 648\theta_B + 115\theta_C = \frac{64990640}{EI} \quad | \times 1 | \Leftrightarrow 209\theta_A + 648\theta_B + 115\theta_C = \frac{64990640}{EI}$$

$$\theta_A + \theta_B + \theta_C = -\frac{2604232}{EI} \quad | \times 115 | \Leftrightarrow 115\theta_A + 115\theta_B + 115\theta_C = -\frac{299486680}{EI}$$

$$94\theta_A + 533\theta_B = \frac{364477320}{EI} \dots\dots\dots(7)$$

3. Persamaan 1 dan 7 :

$$2\theta_A + \theta_B = \frac{249780}{EI} \quad | \times 533 | \Leftrightarrow 1066\theta_A + 533\theta_B = \frac{133132740}{EI}$$

$$94\theta_A + 533\theta_B = \frac{364477320}{EI} \quad | \times 1 | \Leftrightarrow 94\theta_A + 533\theta_B = \frac{364477320}{EI}$$

$$972\theta_A = -\frac{231344580}{EI}$$

$$\theta_A = -\frac{231344580}{972EI}$$

$$\theta_A = -\frac{238008,827}{EI}$$

4. θ_A yang telah diketahui dimasukkan ke dalam persamaan 1, maka didapatkan:

$$\begin{aligned} 2\theta_A + \theta_B &= \frac{249780}{EI} \\ \theta_B &= \frac{249780}{EI} - 2\theta_A \\ \theta_B &= \frac{249780}{EI} - 2\left(-\frac{238008,827}{EI}\right) \\ \theta_B &= \frac{249780}{EI} + \frac{476017,654}{EI} \\ \theta_B &= \frac{725797,654}{EI} \end{aligned}$$

5. θ_B yang telah diketahui dimasukkan ke dalam persamaan 4, maka didapatkan:

$$\begin{aligned} \theta_B + 2\theta_C &= -\frac{5458244}{EI} \\ 2\theta_C &= -\frac{5458244}{EI} - \theta_B \\ 2\theta_C &= -\frac{5458244}{EI} - \frac{725797,654}{EI} \\ \theta_C &= -\frac{6184041,654}{2EI} \\ \theta_C &= -\frac{3092020,827}{EI} \end{aligned}$$

Perhitungan dengan metode slope defleksi ini benar apabila momen batang BA dijumlah dengan momen batang BC sama dengan nol ($M_{BA} + M_{BC} = 0$), pembuktiannya adalah sebagai berikut:

$$\begin{aligned} M_{BA} &= MF_{BA} + \frac{2EI}{L} \cdot (-\theta_A - 2\theta_B) = 0 \\ M_{BA} &= -1671 + \frac{2EI}{230} \left(-\left(-\frac{238008,827}{EI}\right) - 2\left(\frac{725797,654}{EI}\right) \right) = 0 \\ M_{BA} &= -1671 - \frac{1213586,481}{115} \\ M_{BA} &= -12223,926 \approx -12224 \end{aligned}$$

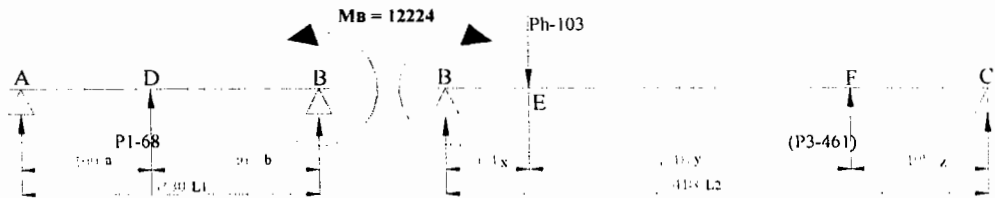
$$M_{BC} = MF_{BC} + \frac{2EI}{L} \cdot (-2\theta_B - \theta_C) = 0$$

$$M_{BC} = 4375 + \frac{2EI}{418} \cdot \left(-2 \left(\frac{725797,654}{EI} \right) - \left(-\frac{3092020,827}{EI} \right) \right) = 0$$

$$M_{BC} = 4375 + \frac{1640425,519}{209} = 0$$

$$M_{BC} = 12223,926 \approx 12224$$

$M_{BA} + M_{BC} = 0$, maka perhitungan diatas benar, berikut ditampilkan perhitungan gaya – gaya reaksi yang terjadi pada batang ABC, dapat dilihat pada gambar dibawah ini:



Gambar 45. Momen Batang ABC Horizontal Poros II Putaran 63 Rpm.

Perhitungan reaksi pada batang AB dan BC:

$(\) \frac{b}{L} \cdot P_1$	$(\) \frac{a}{L_1} \cdot P_1$	$(\) \frac{y+z}{L_2} \cdot P_2$	$(\) \frac{x}{L_2} \cdot P_{22}$
$(\) \frac{M_B}{L_1}$	$(\) \frac{M_B}{L_1}$	$(\) \frac{z}{L_2} \cdot P_3$	$(\) \frac{(x+y)}{L_2} \cdot P_3$
		$(\) \frac{M_B}{L_2}$	$(\) \frac{M_B}{L_2}$

$(\downarrow) 88,435$	$(\downarrow) 29,565$	$(\uparrow) 86,983$	$(\uparrow) 15,77$
$(\uparrow) 53,147$	$(\downarrow) 53,147$	$(\downarrow) 115,801$	$(\downarrow) 344,095$
		$(\downarrow) 29,244$	$(\uparrow) 29,244$

$R_A = 14,712(\uparrow)$	$R_{B1} = 82,712(\downarrow) + R_{B2} = 58,062(\downarrow)$	$R_C = 299,081(\downarrow)$
	$R_B = 140,774(\downarrow)$	

Momen Akibat reaksi:

$$M_D = (38,435)(100) = 3843,5 \text{ kg.mm}$$

$$M_E = (28,818)(64) = 1844,352 \text{ kg.mm}$$

$$M_F = (28,818)(178) - (103)(114) = -6612,396 \text{ kg.mm}$$

$$M_G = (28,818)(289) - (103)(225) = -14846,598 \text{ kg.mm}$$

$$M_H = (28,818)(312) - (103)(248) = -16552,784 \text{ kg.mm}$$

Momen yang ditimbulkan akibat momen dititik B:

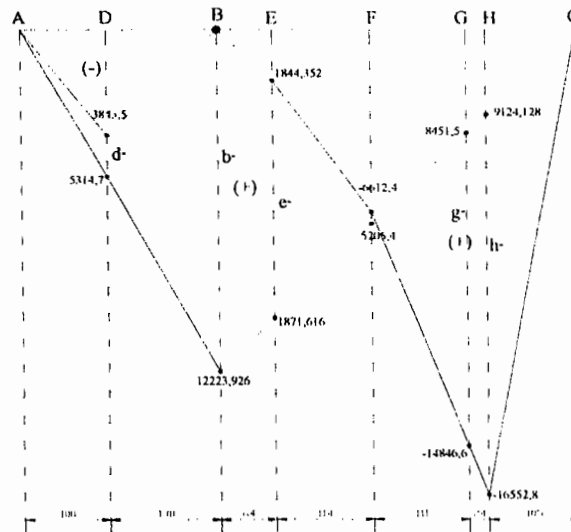
$$M_D = (53,147)(100) = 5314,7 \text{ kg.mm}$$

$$M_E = (29,244)(64) = 1871,616 \text{ kg.mm}$$

$$M_F = (29,244)(178) = 5205,432 \text{ kg.mm}$$

$$M_G = (29,244)(289) = 8451,516 \text{ kg.mm}$$

$$M_H = (29,244)(312) = 9124,128 \text{ kg.mm}$$



Gambar 46. BMD Batang ABC Horizontal Poros II Putaran 63 Rpm.

$$d' = 5314,7 - 3843,5 = 1471,2$$

$$b' = 12223,9 - 0 = 12223,9$$

$$e' = 1871,616 - 1844,352 = 27,264$$

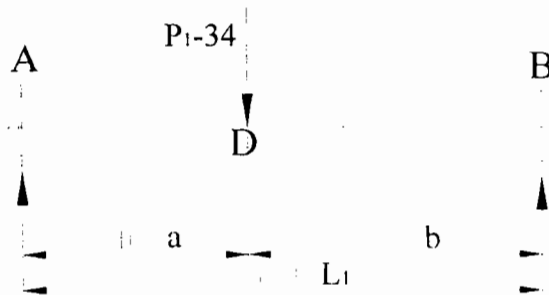
Jarak $f' = 5205,432 - 6612,396 = -1406,964$

$$g' = 8451,516 - 14846,598 = -6395,082$$

$$h' = 16552,784 - 9124,128 = 7428,656$$

Berdasarkan gambar 46 diatas maka dapat dilihat bahwa momen terbesar terjadi pada titik B sebesar 12223,9 kg.mm.

3. Reaksi tumpuan pada kecepatan 63 rpm horizontal

Batang AB

Gambar 47. Batang AB Vertikal Poros II Putaran 63 Rpm.

$$MF_{ab} = \frac{Pa(b)^2}{L^2}$$

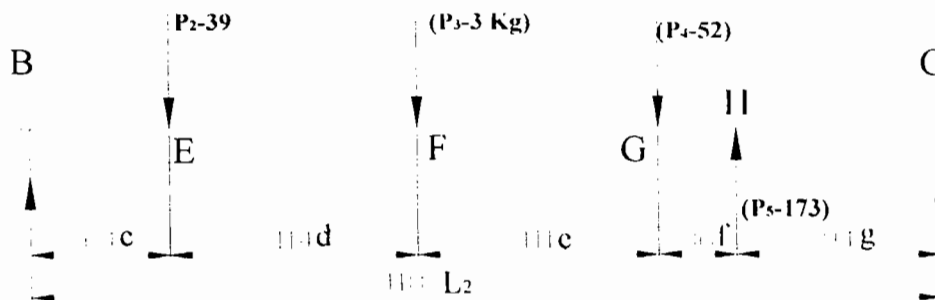
$$MF_{ab} = \frac{-34.100.(130)^2}{230^2}$$

$$MF_{ab} = -1086,2 \approx -1086 \text{ kg}$$

$$MF_{ba} = \frac{P(a)^2.b}{L^2}$$

$$MF_{ba} = \frac{34.(100)^2.130}{230^2}$$

$$MF_{ba} = 835,538 \approx 836 \text{ kg}$$

Batang BC

Gambar 48. Batang BC Vertikal Poros II Putaran 63 Rpm.

$$MF_{bc} = \frac{-P_2 \cdot c \cdot (d+e+f+g)^2}{L^2} + \frac{-P_3 \cdot (c+d) \cdot (e+f+g)^2}{L^2} + \frac{-P_4 \cdot (c+d+e) \cdot (f+g)^2}{L^2} + \frac{P_5 \cdot (c+d+e+f) \cdot (g)^2}{L^2}$$

$$MF_{bc} = \frac{-39 \cdot 64 \cdot (114+111+36+94)^2}{418^2} - \frac{3 \cdot (64+114) \cdot (111+36+94)^2}{418^2} - \frac{52 \cdot (64+114+111) \cdot (36+94)^2}{418^2} +$$

$$\frac{173 \cdot (64+114+111+36) \cdot (94)^2}{418^2}$$

$$MF_{bc} = -1800,316 - 177,509 - 1453,568 + 2843,365$$

$$MF_{bc} = -588,029 \text{ kg} \approx -588 \text{ kg}$$

$$MF_{cb} = \frac{P_2 \cdot c^2 \cdot (d+e+f+g)}{L^2} + \frac{P_3 \cdot (c+d)^2 \cdot (e+f+g)}{L^2} + \frac{P_4 \cdot (c+d+e)^2 \cdot (f+g)}{L^2} + \frac{-P_5 \cdot (c+d+e+f)^2 \cdot (g)}{L^2}$$

$$MF_{cb} = \frac{39 \cdot (64)^2 \cdot (114+111+36+94)}{418^2} + \frac{3 \cdot (64+114)^2 \cdot (111+36+94)}{418^2} + \frac{52 \cdot (64+114+111)^2 \cdot (36+94)}{418^2}$$

$$- \frac{173 \cdot (64+114+111+36)^2 \cdot (94)}{418^2}$$

$$MF_{cb} = 324,5639 + 131,10695 + 3231,393 - 9830,783121$$

$$MF_{cb} = -6143,719 \text{ kg} \approx -6144 \text{ kg}$$

Persamaan – persamaan yang terdapat pada batang AB dan BC:

Batang AB

1. M_{AB}

$$M_{AB} = MF_{AB} + \frac{2EI}{L} \cdot (-2\theta_A - \theta_B) = 0$$

$$M_{AB} = -1086 + \frac{EI}{115} \cdot (-2\theta_A - \theta_B) = 0$$

$$-\left(\frac{EI}{115} \cdot (-2\theta_A - \theta_B)\right) = -1086$$

$$(-1) \cdot \left(\frac{EI}{115} \cdot (-2\theta_A - \theta_B)\right) = -1086$$

$$2\theta_A + \theta_B = -1086 \cdot \frac{115}{EI}$$

$$2\theta_A + \theta_B = -\frac{124890}{EI} \dots\dots\dots(1)$$

2. M_{BA}

$$M_{BA} = MF_{BA} + \frac{2EI}{L} \cdot (-\theta_A - 2\theta_B) = 0$$

$$M_{BA} = 836 + \frac{2EI}{230} \cdot (-\theta_A - 2\theta_B) = 0$$

$$M_{BA} = 836 + \frac{EI}{115} \cdot (-\theta_A - 2\theta_B) = 0 \dots \dots \dots (2)$$

Batang BC3. M_{BC}

$$M_{BC} = MF_{BC} + \frac{2EI}{L} \cdot (-2\theta_B - \theta_C) = 0$$

$$M_{BC} = -588 + \frac{2EI}{418} \cdot (-2\theta_B - \theta_C) = 0$$

$$M_{BC} = -588 + \frac{EI}{209} \cdot (-2\theta_B - \theta_C) \dots \dots \dots (3)$$

4. M_{CB}

$$M_{CB} = MF_{CB} + \frac{2EI}{L} \cdot (-\theta_B - 2\theta_C) = 0$$

$$M_{CB} = -6144 + \frac{2EI}{418} \cdot (-\theta_B - 2\theta_C) = 0$$

$$M_{CB} = -6144 + \frac{EI}{209} \cdot (-\theta_B - 2\theta_C) = 0$$

$$\theta_B + 2\theta_C = -6144 \cdot \frac{209}{EI}$$

$$\theta_B + 2\theta_C = -\frac{1284096}{EI} \dots \dots \dots (4)$$

Persamaan pada tumpuan atau joint B:

$$\Sigma M_B = 0 \quad M_{BA} + M_{BC} = 0$$

$$\left[836 + \frac{EI}{115} \cdot (-\theta_A - 2\theta_B) \right] + \left[-588 + \frac{EI}{209} \cdot (-2\theta_B - \theta_C) \right]$$

$$248 + \frac{EI}{24035} \cdot (-209\theta_A - 418\theta_B - 230\theta_B - 115\theta_C) = 0$$

$$248 + \frac{EI}{24035} \cdot (-209\theta_A - 648\theta_B - 115\theta_C) = 0$$

$$209\theta_A + 648\theta_B + 115\theta_C = \frac{5960680}{EI} \dots \dots \dots (5)$$

Penyelesaian persamaan yang telah diketahui diselesaikan dengan metode eliminasi:

1. Persamaan 1 dan 4 :

$$(1) + (4) = \left(2\theta_A + \theta_B = -\frac{124890}{EI} \right) + \left(\theta_B + 2\theta_C = -\frac{1284096}{EI} \right)$$

$$2\theta_A + 2\theta_B + 2\theta_C = -\frac{1408986}{EI}$$

$$\theta_A + \theta_B + \theta_C = -\frac{704493}{EI} \dots\dots\dots(6)$$

2. Persamaan 5 dan 6 :

$$209\theta_A + 648\theta_B + 115\theta_C = \frac{5960680}{EI} \quad | \times 1 | \quad \Leftrightarrow \quad 209\theta_A + 648\theta_B + 115\theta_C = \frac{5960680}{EI}$$

$$\theta_A + \theta_B + \theta_C = -\frac{704493}{EI} \quad | \times 115 | \quad \Leftrightarrow \quad 115\theta_A + 115\theta_B + 115\theta_C = -\frac{81016695}{EI}$$

$$94\theta_A + 533\theta_B = \frac{86977375}{EI} \dots\dots\dots(7)$$

3. Persamaan 1 dan 7 :

$$2\theta_A + \theta_B = -\frac{124890}{EI} \quad | \times 533 | \quad \Leftrightarrow \quad 1066\theta_A + 533\theta_B = -\frac{66566370}{EI}$$

$$94\theta_A + 533\theta_B = \frac{86977375}{EI} \quad | \times 1 | \quad \Leftrightarrow \quad 94\theta_A + 533\theta_B = \frac{86977375}{EI}$$

$$972\theta_A = -\frac{153543745}{EI}$$

$$\theta_A = -\frac{153543745}{972EI}$$

$$\theta_A = -\frac{157966,816}{EI}$$

4. θ_A yang telah diketahui dimasukkan ke dalam persamaan 1 maka didapatkan θ_B :

$$2\theta_A + \theta_B = -\frac{124890}{EI}$$

$$\theta_B = -\frac{124890}{EI} - 2\theta_A$$

$$\theta_B = -\frac{124890}{EI} - 2\left(-\frac{157966,816}{EI}\right)$$

$$\theta_B = -\frac{124890}{EI} + \frac{315933,632}{EI}$$

$$\theta_B = \frac{191043,632}{EI}$$

5. θ_B Dimasukkan ke dalam persamaan 4 didapatkan θ_C :

$$\theta_B + 2\theta_C = -\frac{1284096}{EI}$$

$$2\theta_C = -\frac{1284096}{EI} - \theta_B$$

$$2\theta_C = -\frac{1284096}{EI} - \left(\frac{191043,632}{EI}\right)$$

$$\theta_C = \frac{-1475139,632}{2EI}$$

$$\theta_C = -\frac{737569,816}{EI}$$

Pembuktian perhitungan ($M_{BA} + M_{BC} = 0$) adalah sebagai berikut :

$$M_{BA} = MF_{BA} + \frac{2EI}{L} \cdot (-\theta_A - 2\theta_B) = 0$$

$$M_{BA} = 836 + \frac{2EI}{230} \left(- \left(- \frac{157966,816}{EI} \right) - 2 \left(\frac{191043,632}{EI} \right) \right) = 0$$

$$M_{BA} = 836 + \frac{EI}{115} \left(\frac{157966,816}{EI} - \frac{382087,264}{EI} \right) = 0$$

$$M_{BA} = 836 - \frac{224120,448}{115}$$

$$M_{BA} = 1112,873$$

$$M_{BC} = MF_{BC} + \frac{2EI}{L} \cdot (-2\theta_B - \theta_C) = 0$$

$$M_{BC} = -588 + \frac{2EI}{418} \left(-2 \left(\frac{191043,632}{EI} \right) - \left(- \frac{737569,816}{EI} \right) \right) = 0$$

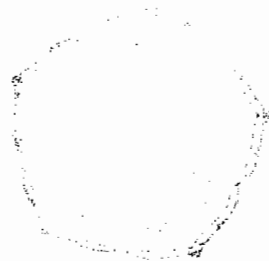
$$M_{BC} = -588 + \frac{EI}{209} \left(- \frac{382087,264}{EI} + \frac{737569,816}{EI} \right) = 0$$

$$M_{BC} = -588 + \frac{355482,552}{209} = 0$$

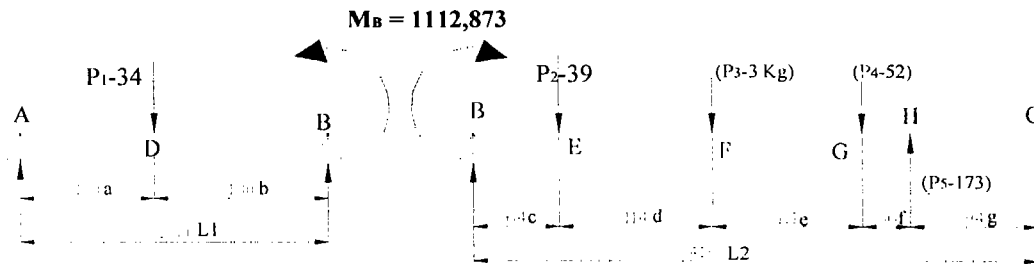
$$M_{BC} = -1112,873$$

$$M_{AB} = 0$$

$$M_{CB} = 0$$



Perhitungan slope defleksi diatas telah memenuhi persyaratan bahwa ($M_{BA} + M_{BC} = 0$), berikut adalah reaksi –reaksi yang terdapat pada batang ABC dalam arah vertikal:



Gambar 49. Reaksi Batang AB dan BC Vertikal Poros II Putaran 63 Rpm.

Dengan perhitungan yang sama didapatkan reaksi pada batang AB dan BC vertikal, adalah sebagai berikut:

(↑)19,217	(↑)4,783	(↑)33,122	(↑)5,971
(↑)4,838	(↓)4,838	(↑)1,729	(↑)1,277
		(↑)16,172	(↑)35,952
		(↓)38,904	(↓)134,509
		(↓)2,662	(↑)2,662
$R_A = 24,055(\uparrow)$	$R_{B1} = 9,945(\uparrow) + R_{B2} = 9,457(\uparrow)$		$R_C = 88,647(\downarrow)$
	$R_B = 19,402(\uparrow)$		

Momen yang terjadi akibat reaksi:

$$M_D = (19,217)(100) = 1921,7 \text{ Kg.mm}$$

$$M_E = (12,119)(64) = 775,616 \text{ Kg.mm}$$

$$M_F = (12,119)(178) - (39)(114) = -2288,818 \text{ Kg.mm}$$

$$M_G = (12,119)(289) - (39)(225) - (3)(111) = -5605,609 \text{ Kg.mm}$$

$$M_H = (12,119)(325) - (39)(261) - (3)(147) - (52)(36) = -8553,325 \text{ Kg.mm}$$

$$M_{312} = (12,119)(312) - (39)(248) - (3)(134) - (52)(23) = -7488,872 \text{ Kg.mm}$$

Momen yang terjadi akibat momen di titik B:

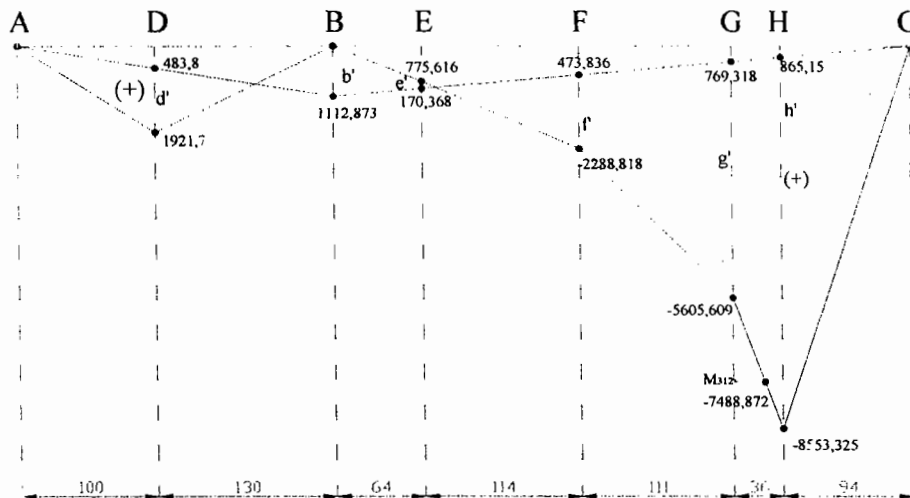
$$M_D = (4,838)(100) = 483,8 \text{ Kg.mm}$$

$$M_E = (2,662)(64) = 170,368 \text{ Kg.mm}$$

$$M_F = (2,662)(178) = 473,836 \text{ Kg.mm}$$

$$M_G = (2,662)(289) = 769,318 \text{ Kg.mm}$$

$$M_H = (2,662)(325) = 865,15 \text{ Kg.mm}$$



Gambar 50. BMD Batang ABC Vertikal Poros II Putaran 63 Rpm.

$$d' = 1921,7 - 483,8 = 1437,9$$

$$b' = 1112,873 - 0 = 1112,873$$

$$\text{Jarak } e' = 170,368 - 775,616 = -605,248$$

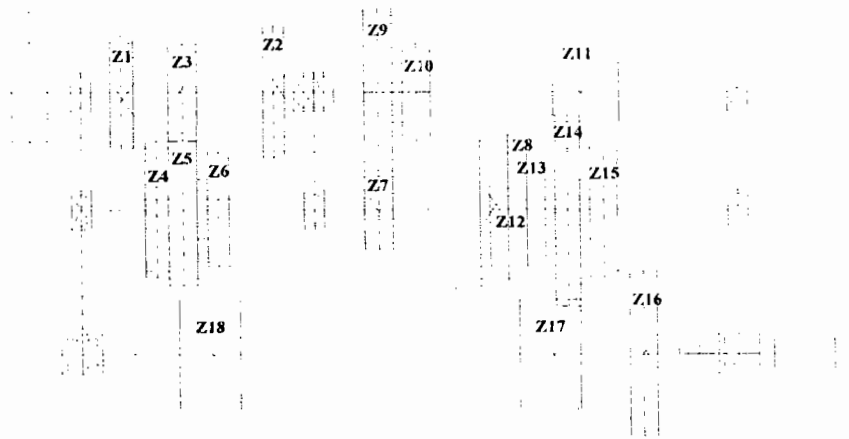
$$f_1 = 2288,818 - 473,836 = 1814,9$$

$$g_1 = 5605,609 - 769,318 = 4836$$

$$h_1 = 8553,325 - 865,15 = 7688,175$$

Berdasarkan gambar diatas maka dapat dilihat bahwa momen terbesar terjadi pada titik H sebesar 8553,325 kg.mm.

4. Reaksi tumpuan pada kecepatan 125 rpm horizontal

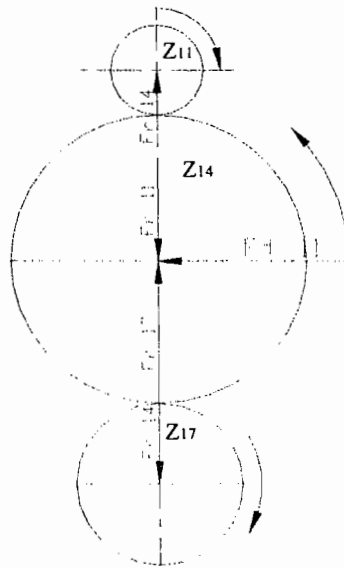


Gambar 51. Skematik Kecepatan 125 Rpm.

Susunan roda gigi untuk kecepatan 125 rpm dapat dilihat pada Gambar 51 diatas. Untuk susunan roda gigi 11-14 dan 17, diketahui bahwa roda gigi 14 bergerak bebas terhadap poros yang berfungsi untuk meneruskan putaran dari roda gigi 11 ke roda gigi 17.

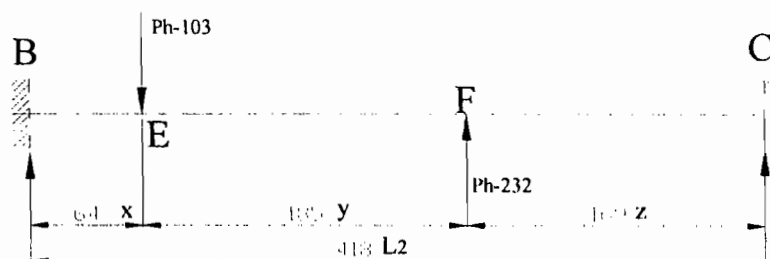
Pada roda gigi ini gaya – gaya tangensial yang bekerja pada roda gigi 11 diteruskan ke roda gigi 14, roda gigi 14 meneruskan gaya ke roda gigi 17. dan roda gigi 14 mendapatkan reaksi dari roda gigi 17, sehingga roda gigi 14 mendapatkan gaya tangensial dari roda gigi 11 dan 17 ($2.F_1$) .

Sedangkan untuk gaya – gaya radial yang bekerja karena arahnya yang saling berlawanan, maka dalam arah vertikal gaya – gaya radial ini dapat saling meniadakan, sehingga tidak terjadi pembebanan pada poros, untuk lebih jelasnya mengenai gaya radial dapat dilihat pada Gambar 52 dibawah ini:



Gambar 52. Susunan Roda gigi 11-14-17.

Untuk mengetahui gaya – gaya yang bekerja pada poros II dengan kecepatan putar 125 Rpm, gaya – gaya yang akan dianalisa hanyalah gaya – gaya yang terdapat pada batang BC, karena susunan roda gigi pada batang AB pada putaran 125 rpm sama dengan susunan roda gigi pada putaran 63 rpm (lihat Gambar 52). Dan besarnya gaya telah dihitung dalam perhitungan diatas. Posisi gaya – gaya pada batang BC dapat kita lihat pada gambar 53 skematik poros II dalam arah horizontal dibawah ini:



Gambar 53. Batang BC Horizontal Poros II Putaran 125 Rpm.

Dengan cara perhitungan yang sama seperti pada kecepatan 63

Rpm, maka didapatkan :

$$MFab = 2172 \text{ kg.mm}$$

$$MFba = -1671 \text{ kg.mm}$$

$$MFbc = 4715 \text{ kg.mm}$$

$$MFcb = -13058 \text{ kg.mm}$$

Persamaan – persamaan yang terbentuk adalah sebagai berikut:

$$2\theta_A + \theta_B = \frac{249780}{EI} \dots\dots\dots(1)$$

$$M_{BA} = -1671 + \frac{EI}{115} \cdot (-\theta_A - 2\theta_B) \dots\dots\dots(2)$$

$$M_{BC} = 4715 + \frac{EI}{209} \cdot (-2\theta_B - \theta_C) \dots\dots\dots(3)$$

$$\theta_B + 2\theta_C = -\frac{2729122}{EI} \dots\dots\dots(4)$$

$$209\theta_A + 648\theta_B + 115\theta_C = \frac{73162540}{EI} \dots\dots\dots(5)$$

$$\theta_A + \theta_B + \theta_C = -\frac{1239671}{EI} \dots\dots\dots(6)$$

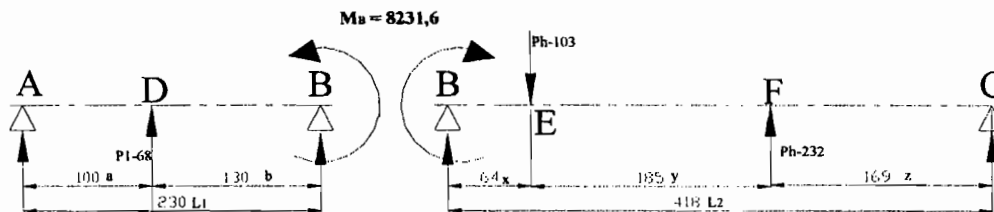
$$94\theta_A + 533\theta_B = \frac{215724705}{EI} \dots\dots\dots(7)$$

$$\theta_A = -\frac{84971,157}{EI}$$

$$\theta_B = \frac{419722,314}{EI}$$

$$\theta_C = -\frac{1574422,157}{EI}$$

Perhitungan reaksi pada batang AB dan BC adalah sebagai berikut :



Gambar 54. Reaksi Batang AB dan BC Horizontal Poros II Putaran 125 Rpm.

(↓) 38,435	(↓) 29,565	(↑) 86,983	(↑) 15,77
(↑) 35,789	(↓) 35,789	(↓) 93,799	(↓) 38,201
		(↓) 19,693	(↑) 19,693

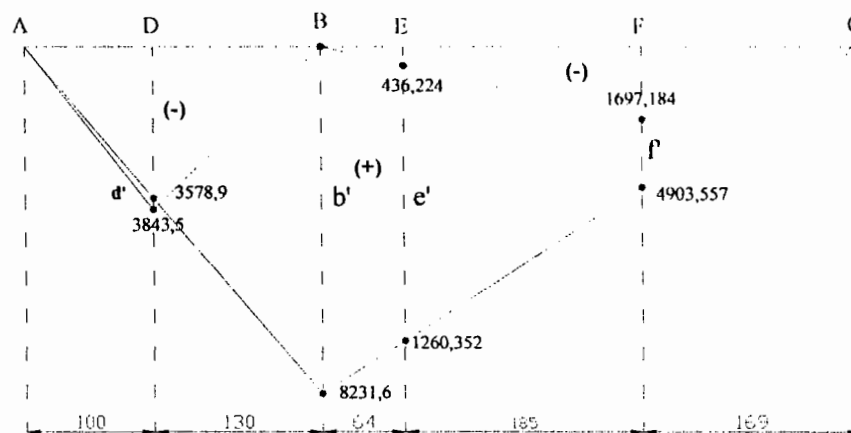
$R_A = 2,646(\downarrow)$ $R_{B1} = 65,354(\downarrow) + R_{B2} = 26,509(\downarrow)$ $R_C = 102,738(\downarrow)$
 $R_B = 91,863(\downarrow)$

Momen Akibat reaksi:

$M_D = (38,435)(100) = 3843,5 \text{ Kg.mm}$
 $M_E = (6,816)(64) = 436,224 \text{ Kg.mm}$
 $M_F = (6,816)(249) = 1697,184 \text{ Kg.mm}$

Momen yang ditimbulkan akibat momen dititik B:

$M_D = (35,789)(100) = 3578,9 \text{ kg.mm}$
 $M_E = (19,693)(64) = 1260,352 \text{ kg.mm}$
 $M_F = (19,693)(249) = 4903,557 \text{ kg.mm}$



Gambar 55. BMD Batang ABC Horizontal Poros II Putaran 125 Rpm.

$$\begin{aligned}
 d' &= 3843,5 - 3578,9 = 264,6 \\
 b' &= 8231,6 - 0 = 8231,6 \\
 \text{Jarak } e' &= 1260,352 - 436,224 = 824,128 \\
 f' &= 4903,557 - 1697,184 = 3206,373
 \end{aligned}$$

Berdasarkan gambar diatas maka dapat dilihat bahwa momen terbesar terjadi pada titik B sebesar 8231,6 kg.mm.

6. Reaksi tumpuan pada kecepatan 125 rpm vertikal

Dengan metode perhitungan yang sama maka didapatkan:

$$MF_{ab} = -1086 \text{ Kg.mm}$$

$$MF_{ba} = 836 \text{ Kg.mm}$$

$$MF_{bc} = -1978 \text{ Kg.mm}$$

$$MF_{cb} = 456 \text{ Kg.mm}$$

Persamaan – persamaan yang didapatkan adalah sebagai berikut:

$$2\theta_A + \theta_B = -\frac{124890}{EI} \dots\dots\dots(1)$$

$$M_{BA} = 836 + \frac{EI}{115} \cdot (-\theta_A - 2\theta_B) \dots\dots\dots(2)$$

$$M_{BC} = -1978 + \frac{EI}{209} \cdot (-2\theta_B - \theta_C) \dots\dots\dots(3)$$

$$\theta_B + 2\theta_C = \frac{95304}{EI} \dots\dots\dots(4)$$

$$209\theta_A + 648\theta_B + 115\theta_C = -\frac{27447970}{EI} \dots\dots\dots(5)$$

$$\theta_A + \theta_B + \theta_C = -\frac{14793}{EI} \dots\dots\dots(6)$$

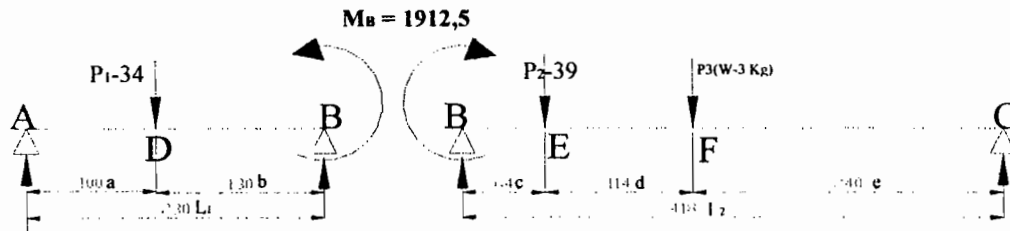
$$94\theta_A + 533\theta_B = -\frac{25746775}{EI} \dots\dots\dots(7)$$

$$\theta_A = -\frac{41995,468}{EI}$$

$$\theta_B = -\frac{40899,063}{EI}$$

$$\theta_C = \frac{68101,532}{EI}$$

Perhitungan reaksi pada batang AB dan BC adalah sebagai berikut :



Gambar 56. Reaksi Pada Batang AB dan BC Vertikal poros II Putaran 125 Rpm

(↑) 19,217	(↑) 14,783	(↑) 33,122	(↑) 5,971
(↑) 8,31	(↓) 8,31	(↑) 1,729	(↑) 1,277
		(↓) 4,575	(↑) 4,575
<hr/>			
$R_A = 27,527(\uparrow)$	$R_{B1} = 6,473(\uparrow) + R_{B2} = 30,276(\uparrow)$		$R_C = 11,823(\uparrow)$
	$R_B = 36,749(\uparrow)$		

Momen yang terjadi akibat reaksi:

$$M_D = (19,217)(100) = 1921,7 \text{ Kg.mm}$$

$$M_E = (31,393)(64) = 2009,152 \text{ Kg.mm}$$

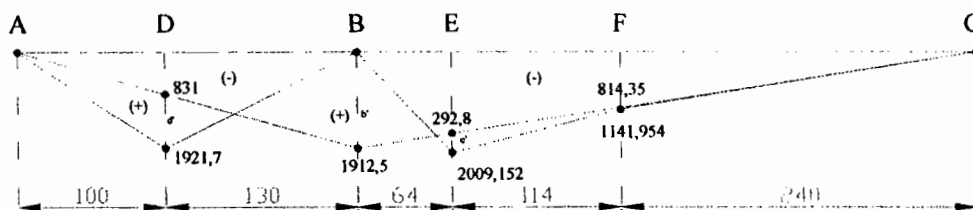
$$M_F = (31,393)(178) - (39)(114) = 1141,954 \text{ Kg.mm}$$

Momen yang terjadi akibat momen di titik B:

$$M_D = (8,31)(100) = 831 \text{ Kg.mm}$$

$$M_E = (4,575)(64) = 292,8 \text{ Kg.mm}$$

$$M_F = (4,575)(178) = 814,35 \text{ Kg.mm}$$



Gambar 57. BMD Batang ABC Poros II Putaran 125 Rpm.

$$d' = 1921,7 - 831 = 1090,7$$

$$b' = 1912,5 - 0 = 1912,5$$

Jarak $e' = 2009,152 - 292,8 = 1716,352$

$$f' = 1141,954 - 814,35 = 327,604$$

Berdasarkan Gambar 57 diatas maka dapat dilihat bahwa momen terbesar terjadi pada titik B sebesar 1912,5 kg.mm

Berdasarkan perhitungan diatas diketahui bahwa momen terbesar terjadi pada saat mesin bubut bekerja pada putaran terendah yaitu 63 Rpm, berikut adalah perhitungan reaksi dan momen resultannya:

Gaya reaksi resultan pada bantalan yang terjadi :

$$R_A = \sqrt{R_{AH}^2 + R_{AV}^2} = \sqrt{(14,712)^2 + (24,055)^2} = 28,197 \text{ kg} (\uparrow)$$

$$R_B = \sqrt{R_{BH}^2 + R_{BV}^2} = \sqrt{(140,774)^2 + (19,402)^2} = 142,105 \text{ kg} (\uparrow)$$

$$R_C = \sqrt{R_{CH}^2 + R_{CV}^2} = \sqrt{(299,081)^2 + (88,647)^2} = 311,942 \text{ kg} (\uparrow)$$

Momen resultan yang terjadi:

$$M_D = \sqrt{M_{DH}^2 + M_{DV}^2} = \sqrt{(5314,7)^2 + (1921,7)^2} = 565,457 \text{ kg.mm}$$

$$M_B = \sqrt{M_{BH}^2 + M_{BV}^2} = \sqrt{(12224)^2 + (1112,873)^2} = 12274,553 \text{ kg.mm}$$

$$M_{312} = \sqrt{M_{312H}^2 + M_{312V}^2} = \sqrt{(-16552,784)^2 + (-7488,872)^2} = 18168,045 \text{ kg.mm}$$

3. Perhitungan Diameter Minimal Poros:

Diketahui bahwa momen resultan terbesar adalah 18168,045 Kg.mm, yang terjadi pada jarak 312 mm setelah titik tumpuan B, maka dapat dihitung :

Diameter minimal poros mesin (d_{s2}).

Bahan poros : Baja karbon S45C

Kekuatan tarik bahan (σ_B) : 58 kg/mm²

Faktor keamanan, $S_{f1} = 6$, $S_{f2} = 2$, $K_m = 2$, $K_t = 1,5$

$$\text{Tegangan geser bahan, } \tau_a = \frac{\sigma_B}{S_{f1} \cdot S_{f2}} = \frac{58}{6.2} = 4,83 \text{ kg/mm}^2$$

$$T_2 = (9,74 \cdot 10^5) \left(\frac{P_d}{n_1} \right) = (9,74 \cdot 10^5) \left(\frac{2,86}{557,1} \right) = 5000,25 \text{ kg.mm} = 5 \text{ kg.m}$$

$$d_{s2} = \left[\left(\frac{5,1}{\tau_a} \right) \cdot \sqrt{(K_m \cdot M)^2 + (K_t \cdot T)^2} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$d_{s2} = \left[\left(\frac{5,1}{4,83} \right) \cdot \sqrt{(2.18168,045)^2 + (1,5.3095,15)^2} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$d_{s2} = 44,461 \text{ mm}$$

Defleksi puntiran (θ) yang terjadi pada poros II adalah sebagai berikut:

$$\theta = 584 \cdot \frac{T \cdot L}{G d_s^4}$$

Keterangan :

T : Torsi (kg.mm)

L : Panjang poros terpuntir (mm)

G : Modulus geser (kg/mm²)

Untuk baja modulus geser $8,3 \cdot 10^3$ (Kg/mm²)

$$L = 194 \text{ mm}$$

Defleksi puntiran yang terjadi berdasarkan diameter poros minimal adalah :

$$\theta = 584 \cdot \frac{(5000,251)(44,5)}{(8,3 \cdot 10^3)(51,418^4)}$$

$$\theta = 0,0174^\circ$$

Untuk poros yang dipasang pada mesin umum dalam kondisi kerja normal, besarnya defleksi puntiran dibatasi sampai 0,25 atau 0,30 derajat untuk setiap meter panjang poros (1000 mm). Untuk poros sepanjang 194 mm, θ_{maks} yang terjadi adalah:

$$\theta_{maks} = \frac{194}{1000} \cdot 0,25.$$

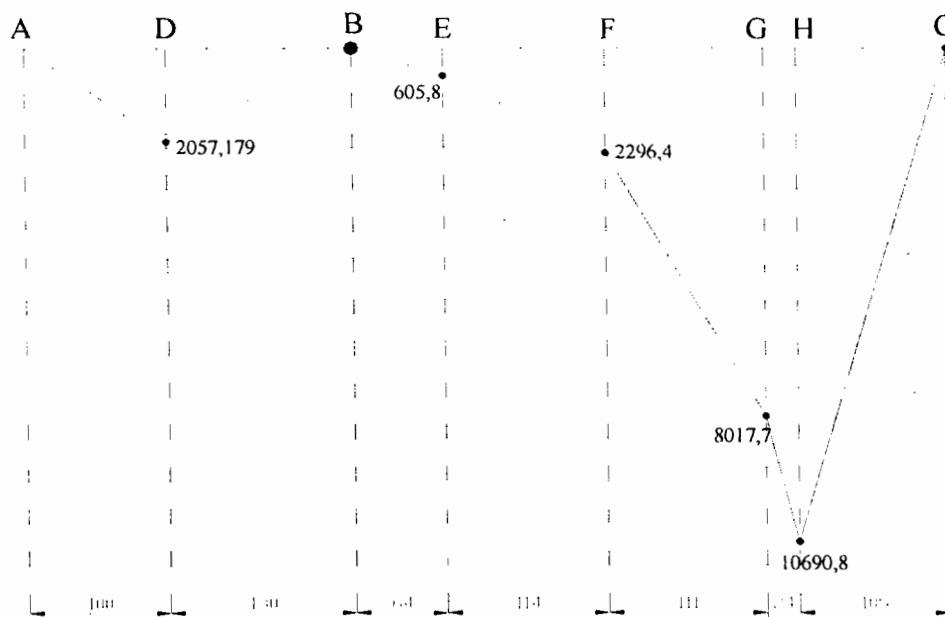
$$\theta_{maks} = 0,0485^\circ$$

Jadi $\theta < \theta_{maks}$, maka memenuhi persyaratan defleksi puntiran.

Agar dapat memenuhi diameter poros standar, diambil diameternya sebesar 45 mm.

4. Perhitungan Slope (θ) Dan Defleksi (Y) Poros.

Momen resultan terbesar pada poros II terjadi pada susunan roda gigi yang menghasilkan putaran akhir 63 rpm, gambar dibawah ini adalah gambar diagram momen lengkung resultan yang terjadi maka slope dan defleksinya dapat dihitung sebagai berikut:



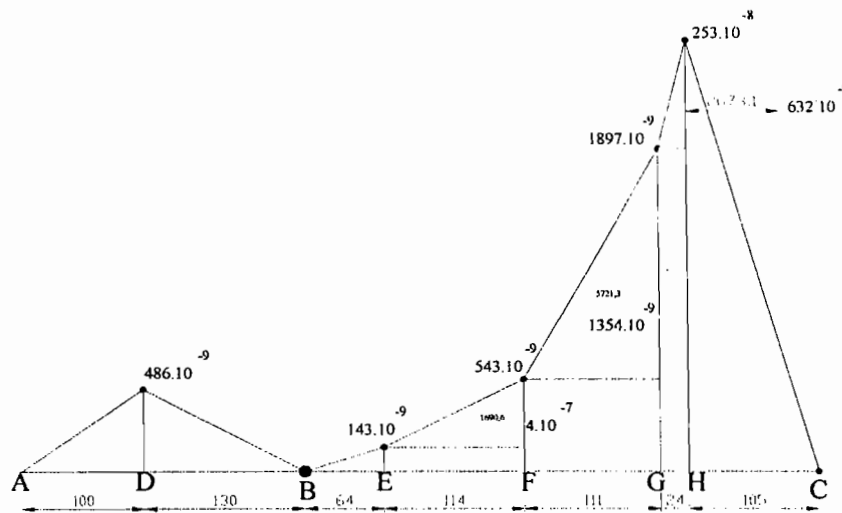
Gambar 58. BMD Resultan Poros II Putaran 63 Rpm.

Momen inersia poros :

$$I = \frac{\pi \cdot d_1^4}{64} = \frac{\pi \cdot 45^4}{64} = 201186,914 \text{ mm}^4$$

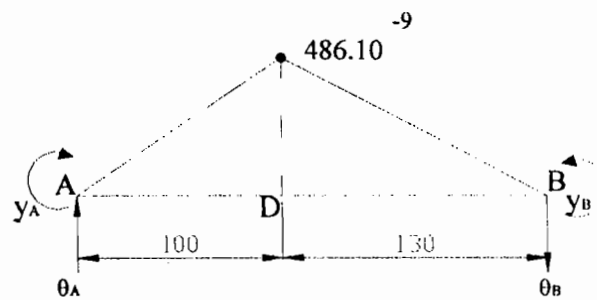
E = modulus elastisitas, untuk baja = $2 \cdot 10^4 \text{ kg/mm}^2$

Berikut adalah gambar diagram M/EI dari poros II:



Gambar 59. Diagram M/EI Poros II Putaran 63 Rpm

Analisa Slope dan defleksi pada batang AB:



Gambar 60. Analisa Slope Dan Defleksi Batang AB Poros II Putaran 63 Rpm.

$$\Sigma M_A = 0$$

$$-y_B + \theta_B \cdot 230 + \left(\frac{1}{2} \cdot 130 \cdot 486 \cdot 10^{-9}\right) \left(\frac{1}{3} \cdot 130 + 100\right) + \left(\frac{1}{2} \cdot 100 \cdot 486 \cdot 10^{-9}\right) \left(\frac{1}{3} \cdot 100\right) + y_A = 0$$

$$\theta_B \cdot 230 = -452 \cdot 10^{-5} - 81 \cdot 10^{-5}$$

$$\theta_B = -\frac{533 \cdot 10^{-5}}{230} = -231 \cdot 10^{-7} \text{ rad}$$

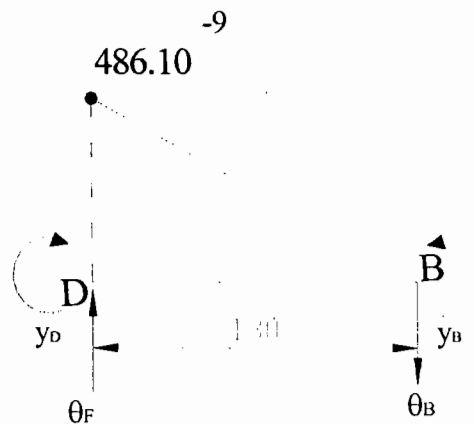
$$\Sigma P_V = 0$$

$$\theta_B + \left(\frac{1}{2} \cdot 130 \cdot 486 \cdot 10^{-9}\right) + \left(\frac{1}{2} \cdot 100 \cdot 486 \cdot 10^{-9}\right) = \theta_A$$

$$\theta_A = -231 \cdot 10^{-7} + 3159 \cdot 10^{-8} + 243 \cdot 10^{-7}$$

$$\theta_A = 327 \cdot 10^{-7} \text{ rad}$$

Analisa Slope (θ_D) dan defleksi (y_D) di titik D:



Gambar 61. Analisa Slope (θ_D) dan Defleksi (y_D) di titik D Poros II Putaran 63 Rpm

$$\Sigma P_V = 0$$

$$\theta_B + \left(\frac{1}{2} \cdot 130 \cdot 486 \cdot 10^{-9}\right) = \theta_D$$

$$\theta_D = -231 \cdot 10^{-7} + 3159 \cdot 10^{-8}$$

$$\theta_D = 849 \cdot 10^{-8} \text{ rad}$$

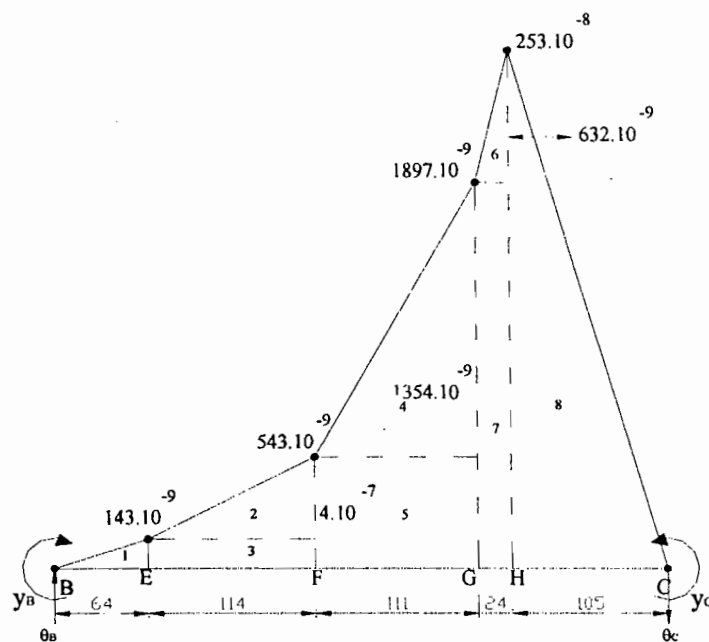
$$\Sigma M_D = 0$$

$$-y_B + \theta_B \cdot 130 + \left(\frac{1}{2} \cdot 130 \cdot 486 \cdot 10^{-9} \right) \cdot \left(\frac{1}{3} \cdot 130 \right) = y_D$$

$$y_D = 3 \cdot 10^{-3} + 136 \cdot 10^{-5}$$

$$y_D = 436 \cdot 10^{-5} \text{ mm} = 436 \cdot 10^{-8} \text{ m} (\downarrow)$$

Analisa Slope dan defleksi batang BC:



Gambar 62. Analisa Slope dan defleksi batang BC Poros II Putaran 63 Rpm

$$\Sigma M_A = 0$$

$$\begin{aligned} & -y_C + \theta_C \cdot 418 + \left(\frac{1}{2} \cdot 105.253 \cdot 10^{-8}\right) \cdot \left(\frac{1}{3} \cdot 105 + 313\right) + \left(\frac{1}{2} \cdot 24.632 \cdot 10^{-8}\right) \cdot \left(\frac{2}{3} \cdot 24 + 289\right) + \\ & (1897 \cdot 10^{-9} \cdot 24) \cdot \left(\frac{1}{2} \cdot 24 + 289\right) + \left(\frac{1}{2} \cdot 111.1354 \cdot 10^{-9}\right) \cdot \left(\frac{2}{3} \cdot 111 + 178\right) + \\ & (543 \cdot 10^{-9} \cdot 111) \cdot \left(\frac{1}{2} \cdot 111 + 178\right) + \left(\frac{1}{2} \cdot 114.4 \cdot 10^{-7}\right) \cdot \left(\frac{2}{3} \cdot 114 + 64\right) + (143 \cdot 10^{-9} \cdot 114) \cdot \left(\frac{1}{2} \cdot 114 + 64\right) + \\ & \left(\frac{1}{2} \cdot 64.143 \cdot 10^{-9}\right) \cdot \left(\frac{2}{3} \cdot 64\right) + y_B = 0 \end{aligned}$$

$$\theta_C \cdot 418 = -459 \cdot 10^{-4} - 228 \cdot 10^{-4} - 135 \cdot 10^{-4} - 189 \cdot 10^{-4} - 7 \cdot 10^{-3} - 32 \cdot 10^{-4} - 197 \cdot 10^{-5} - 192 \cdot 10^{-6}$$

$$\theta_C \cdot 418 = -113 \cdot 10^{-3}$$

$$\theta_C = -27 \cdot 10^{-5}$$

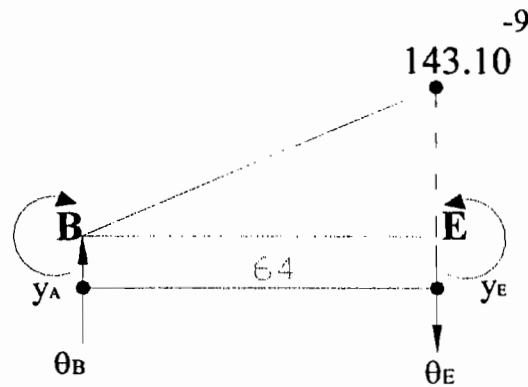
$$\Sigma P_V = 0$$

$$\begin{aligned} \theta_C + \left(\frac{1}{2} \cdot 105.253 \cdot 10^{-8}\right) + \left(\frac{1}{2} \cdot 24.632 \cdot 10^{-8}\right) + (1897 \cdot 10^{-9} \cdot 24) + \left(\frac{1}{2} \cdot 111.1354 \cdot 10^{-9}\right) + \\ (543 \cdot 10^{-9} \cdot 111) + \left(\frac{1}{2} \cdot 114.4 \cdot 10^{-7}\right) + (143 \cdot 10^{-9} \cdot 114) + \left(\frac{1}{2} \cdot 64.143 \cdot 10^{-9}\right) = \theta_B \end{aligned}$$

$$\theta_B = -27 \cdot 10^{-5} + 132 \cdot 10^{-6} + 75 \cdot 10^{-6} + 45 \cdot 10^{-6} + 75 \cdot 10^{-6} + 3 \cdot 10^{-5} + 228 \cdot 10^{-7} + 163 \cdot 10^{-7} + 45 \cdot 10^{-7}$$

$$\theta_B = 13 \cdot 10^{-5} \text{ rad}$$

Analisa Slope (θ_E) dan defleksi (y_E) di titik E:



Gambar 63. Analisa Slope (θ_E) dan defleksi (y_E) di titik E Poros II Putaran 63 Rpm

$$\Sigma P_v = 0$$

$$\theta_B - \left(\frac{1}{2} \cdot 64 \cdot 143 \cdot 10^{-9} \right) = \theta_E$$

$$\theta_E = 13 \cdot 10^{-5} - 45 \cdot 10^{-7}$$

$$\theta_E = 125 \cdot 10^{-6} \text{ rad}$$

$$\Sigma M_E = 0$$

$$y_B - \left(\frac{1}{2} \cdot 64 \cdot 143 \cdot 10^{-9} \right) \left(\frac{1}{3} \cdot 64 \right) + (\theta_B \cdot 64) = y_E$$

$$y_E = -96 \cdot 10^{-6} + 832 \cdot 10^{-5}$$

$$y_E = 822 \cdot 10^{-5} \text{ mm} = 822 \cdot 10^{-8} \text{ m} (\downarrow)$$

Analisa Slope (θ_F) dan defleksi (y_F) di titik F:



Gambar 64. Analisa Slope (θ_F) dan defleksi (y_F) di titik F Poros II Putaran 63 Rpm

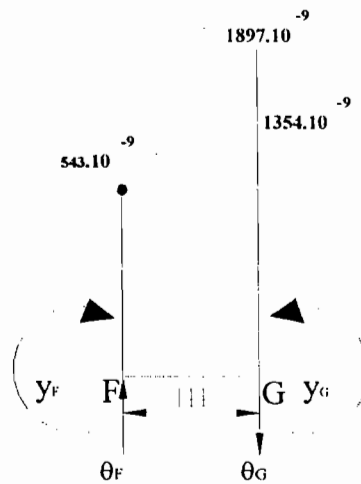
$$\Sigma P_V = 0$$

$$\theta_E - \left(\frac{1}{2} \cdot 114 \cdot 4 \cdot 10^{-7} \right) - (143 \cdot 10^{-9} \cdot 114) = \theta_F$$

$$\theta_F = 125 \cdot 10^{-6} - 228 \cdot 10^{-7} - 163 \cdot 10^{-7}$$

$$\theta_F = 859 \cdot 10^{-7} \text{ rad}$$

Analisa Slope (θ_G) dan defleksi (y_G) di titik G:



Gambar 65. Analisa Slope (θ_G) dan defleksi (y_G) di titik G Poros II Putaran 63 Rpm

$$\Sigma P_V = 0$$

$$\theta_F - \left(\frac{1}{2} \cdot 111 \cdot 1354 \cdot 10^{-9} \right) - (543 \cdot 10^{-9} \cdot 111) = \theta_G$$

$$\theta_G = 859 \cdot 10^{-7} - 75 \cdot 10^{-7} - 3 \cdot 10^{-5}$$

$$\theta_G = -191 \cdot 10^{-7} \text{ rad}$$

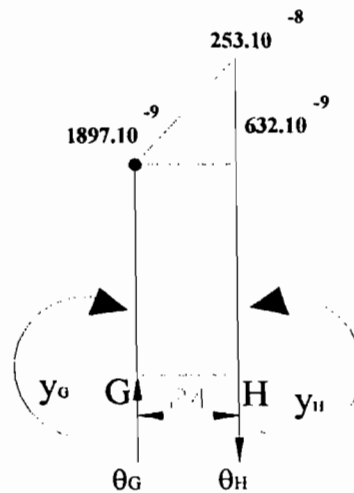
$$\Sigma M_G = 0$$

$$y_F + \theta_F \cdot 111 - \left(\frac{1}{2} \cdot 111 \cdot 1354 \cdot 10^{-9} \right) \cdot \left(\frac{1}{3} \cdot 111 \right) - (543 \cdot 10^{-9} \cdot 111) \cdot \left(\frac{1}{2} \cdot 111 \right) = y_G$$

$$y_G = 206 \cdot 10^{-4} + 95 \cdot 10^{-4} - 27 \cdot 10^{-4} - 16 \cdot 10^{-4}$$

$$y_G = 258 \cdot 10^{-4} \text{ mm} = 258 \cdot 10^{-7} \text{ m} (\downarrow)$$

Analisa Slope (θ_H) dan defleksi (y_H) di titik H:



Gambar 66. Analisa Slope (θ_H) dan defleksi (y_H) di titik H Poros II Putaran 63 Rpm

$$\Sigma P_V = 0$$

$$\theta_G - \left(\frac{1}{2} \cdot 24 \cdot 632 \cdot 10^{-9} \right) - (1897 \cdot 10^{-9} \cdot 24) = \theta_H$$

$$\theta_H = -191 \cdot 10^{-7} - 75 \cdot 10^{-6} - 45 \cdot 10^{-6}$$

$$\theta_H = -139 \cdot 10^{-6} \text{ rad}$$

$$\Sigma M_H = 0$$

$$y_G + \theta_G \cdot 24 - \left(\frac{1}{2} \cdot 24 \cdot 632 \cdot 10^{-9} \right) \cdot \left(\frac{1}{3} \cdot 24 \right) - (1897 \cdot 10^{-9} \cdot 24) \cdot \left(\frac{1}{2} \cdot 24 \right) = y_H$$

$$y_H = 258 \cdot 10^{-4} - 45 \cdot 10^{-5} - 6 \cdot 10^{-4} - 54 \cdot 10^{-5}$$

$$y_H = 24 \cdot 10^{-3} \text{ mm} = 24 \cdot 10^{-6} \text{ m} (\downarrow)$$

4. Tinjauan Kekuatan Poros Terhadap Putaran Kritis.

Pada poros II tinjauan kekuatan poros terhadap putaran kritis dapat dihitung sebagai berikut:

$$n_c \approx \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{g \cdot (w_1 \cdot \delta_1 + w_2 \cdot \delta_2 + \dots)}{w_1 \cdot \delta_1^2 + w_2 \cdot \delta_2^2 + \dots}} = n_c \approx \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{g \cdot \Sigma w \delta}{\Sigma w \delta^2}}$$

$$n_c \approx \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{(9,8) [(8,6.436 \cdot 10^{-8}) + (1,1.822 \cdot 10^{-5}) + (3.206 \cdot 10^{-7}) + (10.258 \cdot 10^{-7}) + (10.24 \cdot 10^{-6})]}{(8,6.(436 \cdot 10^{-8})^2) + (1,1.(822 \cdot 10^{-5})^2) + (3.(206 \cdot 10^{-7})^2) + (10.(258 \cdot 10^{-7})^2) + (10.(24 \cdot 10^{-6})^2)}}$$

$$n_c \approx \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{(9,8) [(37 \cdot 10^{-6}) + (9042 \cdot 10^{-6}) + (61 \cdot 10^{-6}) + (258 \cdot 10^{-6}) + (24 \cdot 10^{-5})]}{(1,63 \cdot 10^{-10}) + (74 \cdot 10^{-6}) + (1 \cdot 10^{-10}) + (6 \cdot 10^{-9}) + (5 \cdot 10^{-9})}}$$

$$n_c \approx \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{(9,8) 963 \cdot 10^{-5}}{74 \cdot 10^{-6}}} = 341,33 \text{ rpm}$$

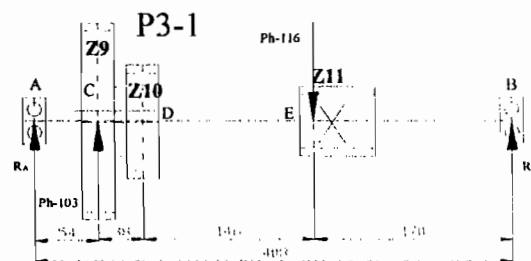
Syarat putaran kritis :

$$\frac{N_{output}}{N_c} = \frac{557}{341,33} = 1,63 \geq 0,6 - 0,7 \Leftrightarrow \text{BAIK}$$

c. Poros III

1) Reaksi Pada Tumpuan.

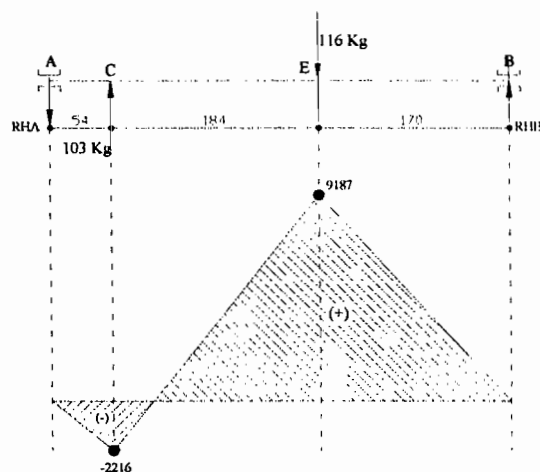
Pada poros mesin bubut yang ketiga ini terdapat 4 macam variasi posisi dari roda gigi yang bergeser, dan posisi roda gigi (Z_{11}) menyatu dengan poros, dapat dilihat pada Gambar 67 dibawah ini:



Gambar 67. Variasi I Poros III.

a) Perhitungan Reaksi Tumpuan Pada Variasi I.

Pembebanan pada roda gigi 9 dan 11 dalam arah horizontal.



Gambar 68. BMD Batang AB Horizontal Poros III.

$$\Sigma M_B = 0$$

$$(103)(354) - (116)(170) + 408 R_{AH} = 0$$

$$16742 + 408 R_{AH} = 0$$

$$R_{AH} = \frac{-16742}{408} = -41,03 \text{ Kg} (\downarrow)$$

$$\Sigma P_V = 0$$

$$(41,03 + 116) - 103 - R_{BH} = 0$$

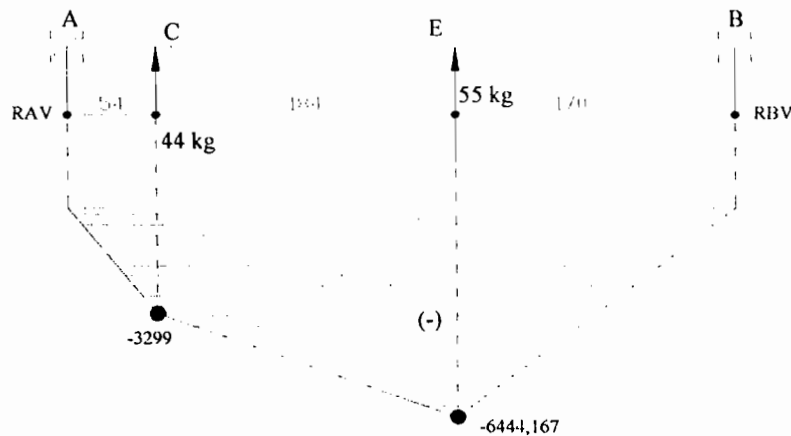
$$R_{BH} = 54,03 \text{ kg} (\uparrow)$$

$$M_C = (-41,03)(54) = -2215,62 \text{ Kg.mm}$$

$$M_E = (-41,03)(238) + (103)(184) = 9186,86 \text{ Kg.mm}$$

- a. pembebanan pada roda gigi 9 dan 11 dalam arah vertikal

Pembebanan pada roda gigi 9 dan 11 dalam arah Vertikal :



Gambar 69. BMD Batang AB Vertikal Poros III.

$$\Sigma M_B = 0$$

$$+ (44)(354) + (55)(170) + 408 R_{AV} = 0$$

$$24926 + 408 R_{AV} = 0$$

$$R_{AV} = \frac{-24926}{408} = -61,093 \text{ kg} (\downarrow)$$

$$\Sigma P_V = 0$$

$$61,093 - (44 + 55) - R_{BV} = 0$$

$$R_{BV} = -37,906 \text{ kg} (\downarrow)$$

$$M_C = -(61,093)(54) = -3299,029 \text{ kg.mm}$$

$$M_E = -(61,093)(238) + (44)(184) = -6444,167 \text{ kg.mm}$$

Gaya reaksi resultan pada bantalan yang terjadi :

$$R_A = \sqrt{R_{AH}^2 + R_{AV}^2} = \sqrt{(-41,03)^2 + (-61,093)^2} = 73,592 \text{ kg } (\uparrow)$$

$$R_B = \sqrt{R_{BH}^2 + R_{BV}^2} = \sqrt{(54,03)^2 + (-37,907)^2} = 66,001 \text{ kg } (\uparrow)$$

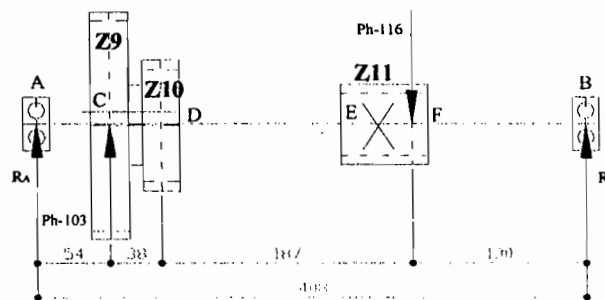
Momen resultan:

$$M_A = M_B = 0$$

$$M_C = \sqrt{M_{CH}^2 + M_{CV}^2} = \sqrt{(-2215,62)^2 + (-3299,029)^2} = 3974,116 \text{ kg.mm}$$

$$M_E = \sqrt{M_{EH}^2 + M_{EV}^2} = \sqrt{(9185,83)^2 + (-6444,167)^2} = 11220,821 \text{ kg.mm}$$

b). Perhitungan Reaksi Tumpuan Pada Variasi II.



Gambar 70. Variasi 2 Poros III.

Dengan cara perhitungan yang sama maka didapatkan hasil sebagai

berikut:

$$R_{AH} = -52,407 \text{ kg } (\downarrow)$$

$$R_{AV} = -55,701 \text{ kg } (\downarrow)$$

$$R_{BH} = 65,975 \text{ kg } (\uparrow)$$

$$R_{BV} = -43,569 \text{ kg } (\downarrow)$$

$$M_{CH} = -2829,971 \text{ kg.mm}$$

$$M_{CV} = -3007,853 \text{ kg.mm}$$

$$M_{FH} = -37848,922 \text{ kg.mm}$$

$$M_{FV} = -5696,275 \text{ kg.mm}$$

Gaya resultan :

$$R_A = 76,479 \text{ kg} (\uparrow)$$

$$R_B = 79,063 \text{ kg} (\uparrow)$$

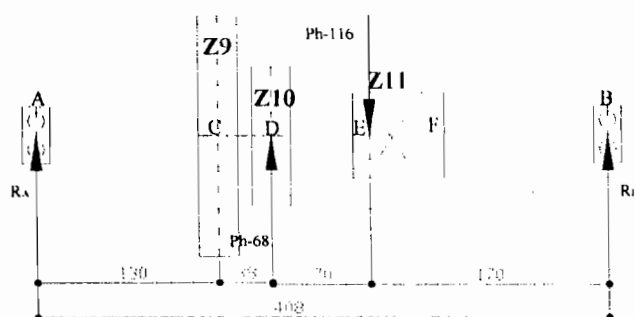
Momen resultan:

$$M_C = 4129,881 \text{ kg}$$

$$M_F = 38275,167 \text{ kg}$$

$$M_A = M_B = 0$$

c). Perhitungan Reaksi Tumpuan Pada Variasi III.



Gambar 71. Variasi 3 Poros III.

Dengan cara perhitungan yang sama maka didapatkan hasil

sebagai berikut:

$$R_{AH} = 8,33 \text{ kg} (\uparrow)$$

$$R_{BH} = 39,667 \text{ kg} (\uparrow)$$

$$M_{DH} = 1400 \text{ kg.mm}$$

$$M_{EH} = -687,624 \text{ kg.mm}$$

Gaya resultan :

$$R_A = 42,564 \text{ kg} (\uparrow)$$

$$R_B = 60,183 \text{ kg} (\uparrow)$$

$$R_{AV} = -41,74 \text{ kg} (\downarrow)$$

$$R_{BV} = -45,26 \text{ kg} (\downarrow)$$

$$M_{DV} = -7012,353 \text{ kg.mm}$$

$$M_{EV} = -7694,167 \text{ kg.mm}$$

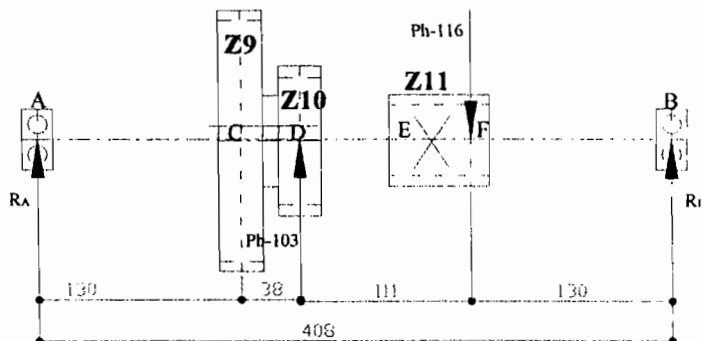
Momen resultan:

$$M_D = 7150,741 \text{ kg.mm}$$

$$M_E = 10230,968 \text{ kg.mm}$$

$$M_A = M_B = 0$$

d) Perhitungan Reaksi Tumpuan Pada Variasi IV.



Gambar 72. Variasi 4 Poros III.

Dengan cara perhitungan yang sama maka didapatkan hasil sebagai berikut:

$$R_{AH} = -3,039 \text{ kg} (\downarrow)$$

$$R_{BH} = 51,608 \text{ kg} (\uparrow)$$

$$M_{DH} = -510,588 \text{ kg.mm}$$

$$M_{FH} = 5949,02 \text{ kg.mm}$$

Gaya resultan :

$$R_A = 36,475 \text{ kg} (\uparrow)$$

$$R_B = 72,501 \text{ kg} (\uparrow)$$

$$R_{AV} = -36,348 \text{ kg} (\downarrow)$$

$$R_{BV} = -50,922 \text{ kg} (\downarrow)$$

$$M_{DV} = -6106,471 \text{ kg.mm}$$

$$M_{FV} = -6977,451 \text{ kg.mm}$$

Momen resultan:

$$M_D = 6127,78 \text{ kg}$$

$$M_F = 9169,278 \text{ kg}$$

$$M_A = M_B = 0$$

3. Perhitungan Diameter Poros.

Diketahui bahwa roda gigi (Z_{11}) menyatu dengan poros, maka bahan poros mengikuti bahan roda gigi dan momen resultan terbesar adalah 10230,968 kg.mm , yang terjadi pada variasi 3, maka dapat dihitung :

Diameter minimal poros mesin (d_{s2}).

Bahan poros : Baja karbon SNC 2

Kekuatan tarik bahan (σ_B) : 85 kg/mm²

Faktor keamanan, $S_{f1} = 6$, $S_{f2} = 2$, $K_m = 2$, $K_t = 1,5$

Putaran poros (terendah) : 550 rpm

Tegangan geser bahan, $\tau_a = \frac{\sigma_B}{S_{f1} \cdot S_{f2}} = \frac{85}{6 \cdot 2} = 7,083 \text{ kg/mm}^2$

Torsi yang terjadi pada poros 3 adalah sebagai berikut:

$$T_3 = (9,74 \cdot 10^5) \left(\frac{P_d}{n_1} \right) = (9,74 \cdot 10^5) \left(\frac{2,86}{500} \right) = 5571,28 \text{ kg.mm} = 5,57128 \text{ kg.m}$$

$$d_{s3} = \left[\left(\frac{5,1}{\tau_a} \right) \cdot \sqrt{(K_m \cdot M)^2 + (K_t \cdot T)^2} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$d_{s3} = \left[\left(\frac{5,1}{7,083} \right) \cdot \sqrt{(2 \cdot 10230,968)^2 + (1,5 \cdot 5571,28)^2} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$d_{s3} = 25,153 \text{ mm}$$

3. Defleksi Puntiran (θ):

$$\theta = 584 \cdot \frac{T \cdot L}{Gd_x^4}$$

$$L = 225 \text{ mm}$$

$$\theta = 584 \cdot \frac{(5571,28) \cdot (225)}{(8,3 \cdot 10^3)(25,15^4)}$$

$$\theta = 0,22^\circ$$

Syarat puntiran maksimal pada poros 3 adalah sebagai berikut:

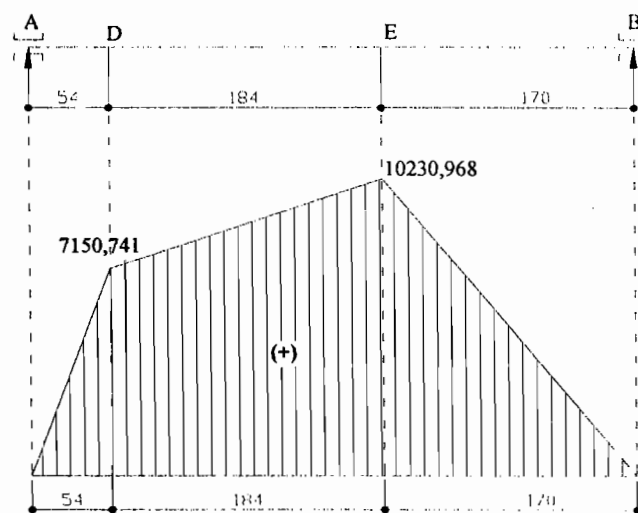
$$\theta_{maks} = \frac{225}{1000} \cdot 0,25.$$

$$\theta_{maks} = 0,0563^\circ$$

Syarat puntiran adalah ($\theta < \theta_{maks}$), jadi poros 3 mesin bubut belum memenuhi syarat sudut puntir. Untuk dapat memenuhi syarat sudut puntir maka ukuran diameter poros diambil sebesar 38 mm.

4. Perhitungan Analisa Slope (θ) Dan Defleksi (y).

Momen resultan terbesar pada poros III terjadi pada variasi 3, Gambar 73 dibawah ini adalah gambar diagram momen lengkung resultan yang terjadi maka slope dan defleksinya dapat dihitung sebagai berikut:

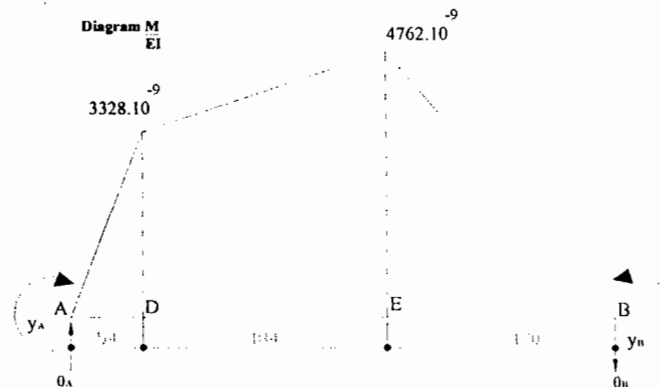


Gambar 73. BMD Resultan Poros III variasi 3.

Momen inersia poros :

$$I = \frac{\pi \cdot d_1^4}{64} = \frac{\pi \cdot 38^4}{64} = 102301,985 \text{ mm}^4$$

E = modulus elastisitas, untuk baja = $2 \cdot 10^4 \text{ kg/mm}^2$



Gambar 74. Diagram M/EI Poros III variasi 3.

Analisa Slope (θ_A dan θ_B) dan defleksi (y_A dan y_B) di titik A dan B

$$\Sigma M_A = 0$$

$$-y_B + \theta_B \cdot 408 + \left(\frac{1}{2} \cdot 170 \cdot 4762 \cdot 10^{-9} \right) \left(\frac{1}{3} \cdot 170 + 238 \right) + \left(\frac{1}{2} \cdot 184 \cdot 1433 \cdot 10^{-9} \right) \left(\frac{2}{3} \cdot 184 + 54 \right) + (3328 \cdot 10^{-9} \cdot 184) \left(\frac{1}{2} \cdot 184 + 54 \right) + \left(\frac{1}{2} \cdot 54 \cdot 3328 \cdot 10^{-9} \right) \left(\frac{2}{3} \cdot 54 \right) + y_A$$

$$\theta_B \cdot 408 = -1192 \cdot 10^{-4} - 2329 \cdot 10^{-5} - 894 \cdot 10^{-4} - 323 \cdot 10^{-5}$$

$$\theta_B = -5762 \cdot 10^{-7} \text{ rad}$$

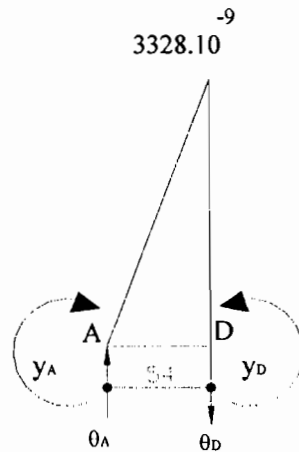
$$\Sigma P_V = 0$$

$$\theta_B + \left(\frac{1}{2} \cdot 170 \cdot 4762 \cdot 10^{-9} \right) + \left(\frac{1}{2} \cdot 184 \cdot 1433 \cdot 10^{-9} \right) + (3328 \cdot 10^{-9} \cdot 184) + \left(\frac{1}{2} \cdot 54 \cdot 3328 \cdot 10^{-9} \right) = \theta_A$$

$$\theta_A = -5762 \cdot 10^{-7} + 40477 \cdot 10^{-8} + 131836 \cdot 10^{-9} + 612352 \cdot 10^{-9} + 89856 \cdot 10^{-9}$$

$$\theta_A = 662614 \cdot 10^{-9} \text{ rad}$$

Analisa Slope (θ_D) dan defleksi (y_D) di titik D



Gambar 75. Analisa Slope (θ_D) dan defleksi (y_D) di titik D Poros III variasi 3.

$$\Sigma P_V = 0$$

$$\theta_A \cdot 54 - \left(\frac{1}{2} \cdot 54 \cdot 3328 \cdot 10^{-9} \right) = \theta_D$$

$$\theta_D = 3578 \cdot 10^{-5} - 89856 \cdot 10^{-9}$$

$$\theta_D = 3569 \cdot 10^{-5} \text{ rad}$$

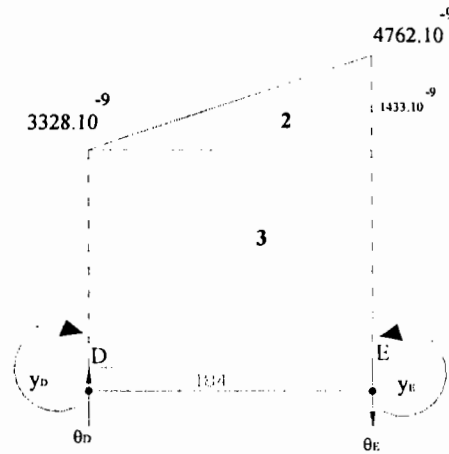
$$\Sigma M_D = 0$$

$$y_A - \left(\frac{1}{2} \cdot 54 \cdot 3328 \cdot 10^{-9} \right) \left(\frac{1}{3} \cdot 54 \right) + (\theta_A \cdot 54) = y_D$$

$$y_D = -1617408 \cdot 10^{-9} + 3578 \cdot 10^{-5}$$

$$y_D = 0,03416 \text{ mm}$$

Analisa Slope (θ_E) dan defleksi (y_E) di titik E



Gambar 76. Analisa Slope (θ_E) dan defleksi (y_E) di titik E Poros III variasi 3.

$$\Sigma P_v = 0$$

$$\theta_D - \left(\frac{1}{2} \cdot 1.84 \cdot 1433 \cdot 10^{-9} \right) - (3328 \cdot 10^{-9} \cdot 1.84) = \theta_E$$

$$\theta_E = 572 \cdot 10^{-6} - 131836 \cdot 10^{-9} - 612352 \cdot 10^{-9}$$

$$\theta_E = 172 \cdot 10^{-6} \text{ rad}$$

$$\Sigma M_E = 0$$

$$y_D + \theta_D \cdot 1.84 - \left(\frac{1}{2} \cdot 1.84 \cdot 1433 \cdot 10^{-9} \right) \left(\frac{1}{3} \cdot 1.84 \right) - (3328 \cdot 10^{-9} \cdot 1.84) \left(\frac{1}{2} \cdot 1.84 \right) = y_E$$

$$y_E = 29 \cdot 10^{-3} + 105 \cdot 10^{-3} - 808 \cdot 10^{-5} - 563 \cdot 10^{-4}$$

$$y_E = 6962 \cdot 10^{-5} \text{ mm} = 6962 \cdot 10^{-8} \text{ m } (\downarrow)$$

5. Tinjauan Kekuatan Poros Terhadap Putaran Kritis.

Pada poros III tinjauan kekuatan poros terhadap putaran kritis dapat dihitung sebagai berikut:

$$n_c \approx \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{g \cdot (w_1 \cdot \delta_1 + w_2 \cdot \delta_2 + \dots)}{w_1 \cdot \delta_1^2 + w_2 \cdot \delta_2^2 + \dots}} = n_c \approx \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{g \cdot \Sigma w \delta}{\Sigma w \delta^2}}$$

$$n_c \approx \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{(9,8) \cdot [(6,8 \cdot 29 \cdot 10^{-6}) + (12,3 \cdot 6962 \cdot 10^{-8})]}{(6,8 \cdot (29 \cdot 10^{-6})^2) + (12,3 \cdot (6962 \cdot 10^{-8})^2)}}$$

$$n_c \approx \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{(9,8) \cdot (105 \cdot 10^{-5})}{(5 \cdot 10^{-9}) + (59 \cdot 10^{-9})}}$$

$$n_c \approx \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{1029 \cdot 10^{-5}}{64 \cdot 10^{-9}}} = 3830,97 \text{ rpm}$$

Syarat putaran kritis :

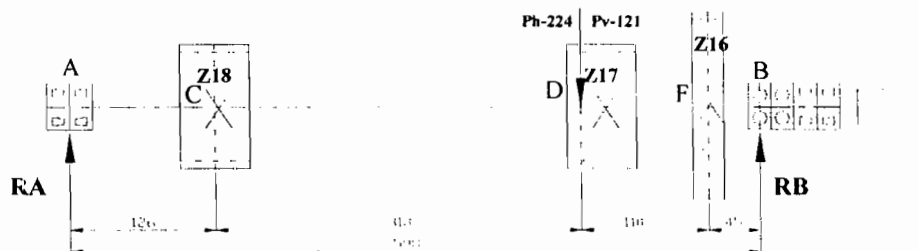
$$\frac{N_{output}}{N_c} = \frac{500}{3830,97} = 0,13 \leq 0,6 - 0,7 \Leftrightarrow \text{BAIK}$$

d. Poros IV

1) Reaksi Pada Tumpuan.

Pada poros mesin bubut yang keempat ini terdapat 3 macam variasi posisi dari roda gigi yang bergeser, dan dapat dilihat pada Gambar 77 dibawah ini:

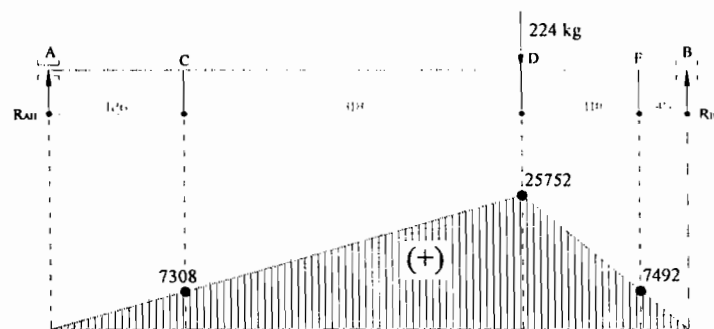
Variasi 1:



Gambar 77. Variasi I Poros IV.

Perhitungan Reaksi Tumpuan Pada Variasi I.

Pembebanan pada roda gigi 17 dalam arah horizontal:



Gambar 78. BMD Batang AB Horizontal Variasi I Poros IV.

$$\begin{aligned}\Sigma M_B &= 0 \\ (-224)(155) + 598 R_{AH} &= 0 \\ 34720 + 598 R_{AH} &= 0 \\ R_{AH} &= \frac{34720}{598} = 58 \text{ Kg} (\uparrow)\end{aligned}$$

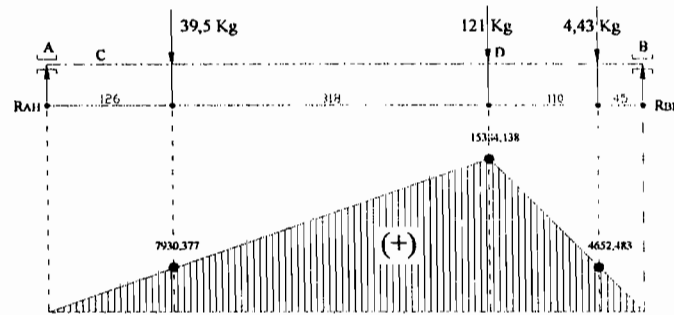
$$\begin{aligned}\Sigma P_V &= 0 \\ 224 - 58 - R_{BH} &= 0 \\ R_{BH} &= 166 \text{ kg} (\uparrow)\end{aligned}$$

$$M_{CH} = 58.(126) = 7308 \text{ kg.mm}$$

$$M_{DH} = 58.(444) = 25752 \text{ kg.mm}$$

$$M_{DH} = (58.554) - (224.110) = 7492 \text{ kg.mm}$$

Pembebanan pada roda gigi 17 dalam arah vertikal :



Gambar 79. BMD Batang AB Vertikal Variasi 1 Poros IV.

$$\Sigma M_B = 0$$

$$(-39,5).(473) - 121.155 - 4,43.45 + 598 R_{AV} = 0$$

$$-18683,5 - 18755 - 199,35 + 598 R_{AV} = 0$$

$$-37637,85 + 598 R_{AV}$$

$$R_{AV} = \frac{37637,85}{598} = 62,9395 \text{ Kg} (\uparrow)$$

$$\Sigma P_V = 0$$

$$39,5 + 121 + 4,43 - 62,9395 - R_{BV} = 0$$

$$101,9905 - R_{BV} = 0$$

$$R_{BV} = 101,9905 \text{ kg} (\uparrow)$$

$$M_{CV} = (62,9395).(126) = 7930,377 \text{ kg.mm}$$

$$M_{DV} = (62,9395).(444) - (39,5).(318) = 15384,138 \text{ kg.mm}$$

$$M_{EV} = (62,9395).(554) - (39,5).(428) - (121).(110) = 4652,483 \text{ kg.mm}$$

Gaya reaksi resultan pada bantalan yang terjadi :

$$R_A = \sqrt{R_{AH}^2 + R_{AV}^2} = \sqrt{(58)^2 + (62,94)^2} = 85,589 \text{ Kg} (\uparrow)$$

$$R_B = \sqrt{R_{BH}^2 + R_{BV}^2} = \sqrt{(166)^2 + (101,99)^2} = 194,83 \text{ Kg} (\uparrow)$$

Momen resultan:

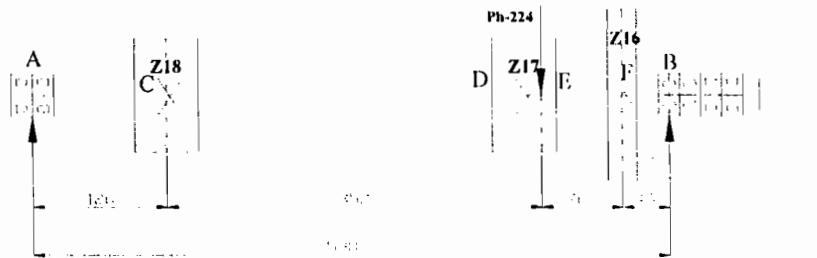
$$M_A = M_B = 0$$

$$M_C = \sqrt{M_{CH}^2 + M_{CV}^2} = \sqrt{(7308)^2 + (7930,377)^2} = 10784,143 \text{ kg.mm}$$

$$M_D = \sqrt{M_{DH}^2 + M_{DV}^2} = \sqrt{(25752)^2 + (15384,138)^2} = 29997,287 \text{ kg.mm}$$

$$M_F = \sqrt{M_{FH}^2 + M_{FV}^2} = \sqrt{(7492)^2 + (4652,483)^2} = 8819,051 \text{ kg.mm}$$

b. Perhitungan Reaksi Tumpuan Pada Variasi II.



Gambar 80. Variasi 2 Poros IV.

Dengan cara perhitungan yang sama didapatkan hasil sebagai berikut:

$$R_{AH} = 45,324 \text{ kg} (\uparrow)$$

$$R_{AV} = 56,065 \text{ kg} (\uparrow)$$

$$R_{BH} = 179,425 \text{ kg} (\uparrow)$$

$$R_{BV} = 108,87 \text{ kg} (\uparrow)$$

$$M_{EH} = 21664,82 \text{ kg.mm}$$

$$M_{EV} = 12895,17 \text{ kg.mm}$$

Gaya resultan :

Momen resultan:

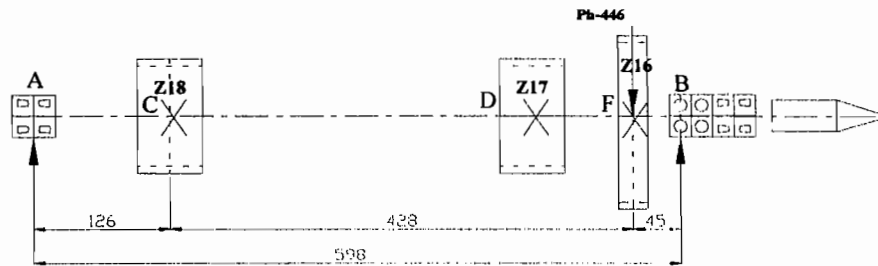
$$R_A = 72,094 \text{ kg} (\uparrow)$$

$$M_E = 25212,139 \text{ kg}$$

$$R_B = 209,87 \text{ kg} (\uparrow)$$

$$M_A = M_B = 0$$

c) Perhitungan Reaksi Tumpuan Pada Variasi III.



Gambar 81. Variasi 3 Poros IV.

Dengan cara perhitungan yang sama maka didapatkan hasil sebagai berikut:

$$R_{AH} = 33,562 \text{ kg} (\uparrow)$$

$$R_{AV} = 51,80 \text{ kg} (\uparrow)$$

$$R_{BH} = 412,438 \text{ kg} (\uparrow)$$

$$R_{BV} = 194,19 \text{ kg} (\uparrow)$$

$$M_{FH} = 18593,28 \text{ kg.mm}$$

$$M_{FV} = -2280,8 \text{ kg.mm}$$

Gaya resultan :

Momen resultan:

$$R_A = 61,725 \text{ kg} (\uparrow)$$

$$M_F = 18732,648 \text{ kg}$$

$$R_B = 455,870 \text{ kg} (\uparrow)$$

$$M_A = M_B = 0$$

2) Perhitungan Diameter Minimal Poros :

Diketahui bahwa momen resultan terbesar adalah 29997,287

Kg.mm, yang terjadi pada variasi 1, maka dapat dihitung :

Diameter minimal poros mesin (d_{s4}).

Bahan poros : Baja karbon S45C

Kekuatan tarik bahan (σ_B) : 58 kg/mm²

Faktor keamanan, $S_{f1} = 6$, $S_{f2} = 2$, $K_m = 2$, $K_t = 1,5$

Putaran roda gigi (terendah) : 73 rpm

Tegangan geser bahan,
$$\tau_a = \frac{\sigma_B}{S_{f1} \cdot S_{f2}} = \frac{58}{6.2} = 4,83 \text{ kg/mm}^2$$

Torsi yang terjadi pada poros 4 adalah sebagai berikut:

$$T_4 = (9,74 \cdot 10^5) \left(\frac{P_d}{n_1} \right) = (9,74 \cdot 10^5) \left(\frac{2,86}{73} \right) = 38159,45 \text{ kg.mm} = 38,15945 \text{ kg.m}$$

$$d_{s4} = \left[\left(\frac{5,1}{\tau_a} \right) \cdot \sqrt{(K_m \cdot M)^2 + (K_t \cdot T)^2} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$d_{s4} = \left[\left(\frac{5,1}{4,83} \right) \cdot \sqrt{(2.29997,287)^2 + (1,5.38159,45)^2} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$d_{s4} = 44,047 \text{ mm.}$$

3) Defleksi Puntiran Poros (θ):

$$\theta = 584 \cdot \frac{T \cdot L}{G d_s^4}$$

$$L = 155 \text{ mm}$$

$$\theta = 584 \cdot \frac{(38159,45)(155)}{(8,3 \cdot 10^3)(44^4)}$$

$$\theta = 0,1106^\circ$$

Syarat puntiran maksimal pada poros 4 adalah sebagai berikut:

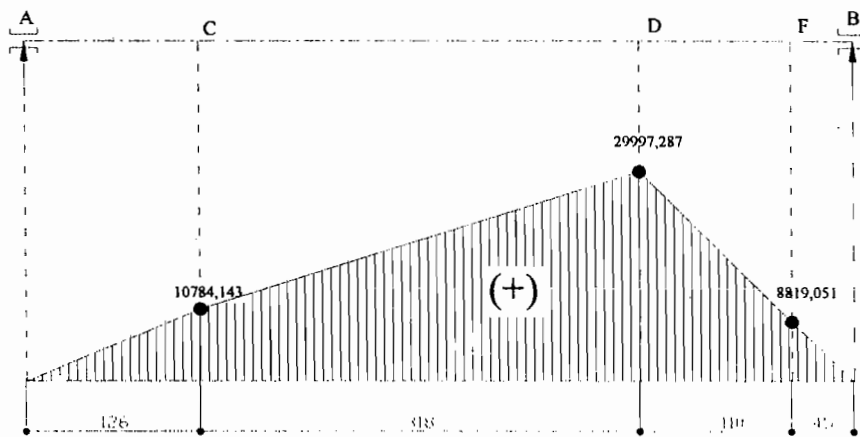
$$\theta_{maks} = \frac{155}{1000} \cdot 0,25.$$

$$\theta_{maks} = 0,0388^\circ$$

Poros 4 mesin bubut ini tidak memenuhi syarat sudut puntir, maka agar dapat memenuhi syarat sudut puntir diambil diameter poros sebesar 65 mm, dengan defleksi sebesar $0,0264^\circ$ ($\theta < \theta_{maks}$).

4) Analisa Slope (θ) Dan Defleksi (y).

Momen resultan terbesar pada poros IV terjadi pada variasi 1, gambar dibawah ini adalah gambar diagram momen lengkung resultan yang terjadi maka slope dan defleksinya dapat dihitung sebagai berikut:



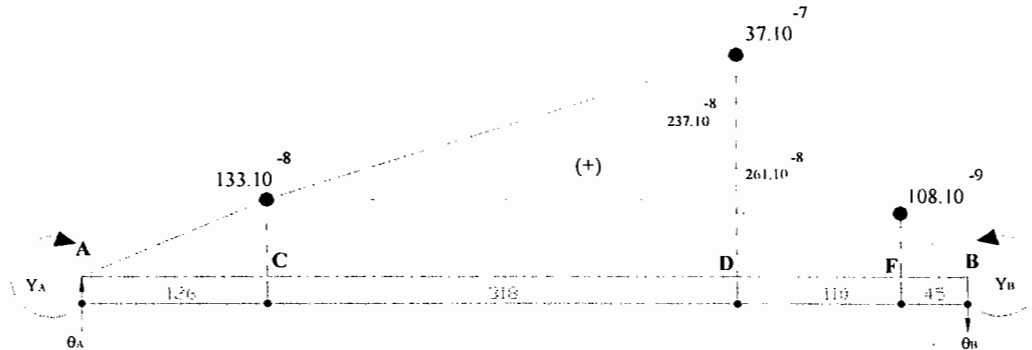
Gambar 82. BMD Resultan Poros IV variasi 1.

Poros IV mesin ini adalah poros berongga dengan diameter luar (D) = 65 mm, dan diameter dalam (d) = 45 mm, maka momen inersia poros (I) dapat dihitung sebagai berikut:

$$I = \frac{\pi}{64} (D_s^4 - d_s^4) = \frac{\pi}{64} (65^4 - 45^4) = 1375.10^4 \text{ mm}^4$$

E = modulus elastisitas, untuk baja = 2.10^4 kg/mm^2

Gambar diagram M/EI tampak pada gambar dibawah ini:



Gambar 83. Diagram M/EI Poros IV variasi 1.

Analisa Slope (θ_A dan θ_B) dan defleksi (y_A dan y_B) di titik A dan B

$$\Sigma M_A = 0$$

$$-y_B + \theta_B \cdot 598 + \left(\frac{1}{2} \cdot 45 \cdot 108 \cdot 10^{-8}\right) \left(\frac{1}{3} \cdot 45 + 553\right) + \left(\frac{1}{2} \cdot 110 \cdot 261 \cdot 10^{-8}\right) \left(\frac{1}{3} \cdot 110 + 443\right) +$$

$$(108 \cdot 10^{-8} \cdot 110) \left(\frac{1}{2} \cdot 110 + 443\right) + \left(\frac{1}{2} \cdot 318 \cdot 237 \cdot 10^{-8}\right) \left(\frac{2}{3} \cdot 318 + 126\right) +$$

$$(133 \cdot 10^{-8} \cdot 318) \left(\frac{1}{2} \cdot 318 + 126\right) + \left(\frac{1}{2} \cdot 126 \cdot 133 \cdot 10^{-8}\right) \left(\frac{2}{3} \cdot 126\right) + y_A$$

$$\theta_B \cdot 598 = -138 \cdot 10^{-4} - 685 \cdot 10^{-4} - 587 \cdot 10^{-4} - 127 \cdot 10^{-3} - 12 \cdot 10^{-2} - 7 \cdot 10^{-3}$$

$$\theta_B = \frac{-395 \cdot 10^{-3}}{598} = -66 \cdot 10^{-5} \text{ rad}$$

$$\Sigma P_V = 0$$

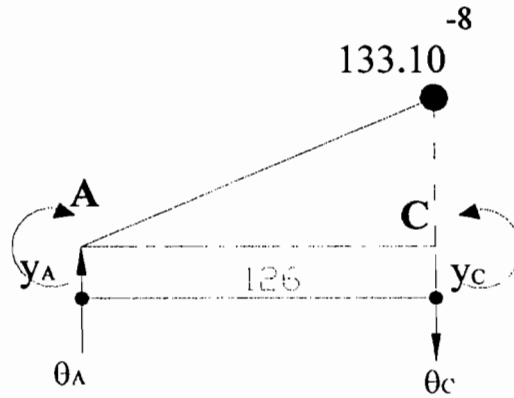
$$\theta_B + \left(\frac{1}{2} \cdot 45 \cdot 108 \cdot 10^{-8}\right) + \left(\frac{1}{2} \cdot 110 \cdot 261 \cdot 10^{-8}\right) + (108 \cdot 10^{-8} \cdot 110) + \left(\frac{1}{2} \cdot 318 \cdot 237 \cdot 10^{-8}\right) +$$

$$(133 \cdot 10^{-8} \cdot 318) + \left(\frac{1}{2} \cdot 126 \cdot 133 \cdot 10^{-8}\right) = \theta_A$$

$$\theta_A = -66 \cdot 10^{-5} + 243 \cdot 10^{-7} + 143 \cdot 10^{-6} + 118 \cdot 10^{-6} + 376 \cdot 10^{-6} + 422 \cdot 10^{-6} + 837 \cdot 10^{-7}$$

$$\theta_A = 507 \cdot 10^{-6} \text{ rad}$$

Analisa Slope (θ_C) dan defleksi (y_C) di titik C



Gambar 84. Analisa Slope (θ_C) dan defleksi (y_C) di Titik C Poros IV variasi 1.

$$\Sigma P_v = 0$$

$$\theta_A - \left(\frac{1}{2} \cdot 126 \cdot 133.10^{-8} \right) = \theta_C$$

$$\theta_C = 507.10^{-6} - 837.10^{-7}$$

$$\theta_C = 423.10^{-6} \text{ rad}$$

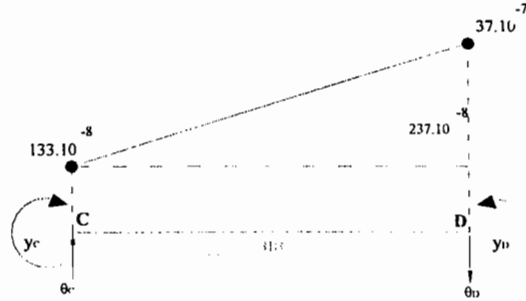
$$\Sigma M_C = 0$$

$$y_A - \left(\frac{1}{2} \cdot 126 \cdot 664.10^{-9} \right) \cdot \left(\frac{1}{3} \cdot 126 \right) + (\theta_A \cdot 126) = y_C$$

$$y_C = -351.10^{-5} + 638.10^{-4}$$

$$y_C = 603.10^{-4} \text{ mm} = 603.10^{-7} \text{ m } (\downarrow)$$

Analisa Slope (θ_D) dan defleksi (y_D) di titik D



Gambar 85. Analisa Slope (θ_D) dan defleksi (y_D) di titik D Poros IV variasi 1.

$$\Sigma P_v = 0$$

$$\theta_C - \left(\frac{1}{2} \cdot 318 \cdot 237 \cdot 10^{-8} \right) - (133 \cdot 10^{-8} \cdot 318) = \theta_D$$

$$\theta_D = 423 \cdot 10^{-6} - 376 \cdot 10^{-6} - 422 \cdot 10^{-6}$$

$$\theta_D = -375 \cdot 10^{-6} \text{ rad}$$

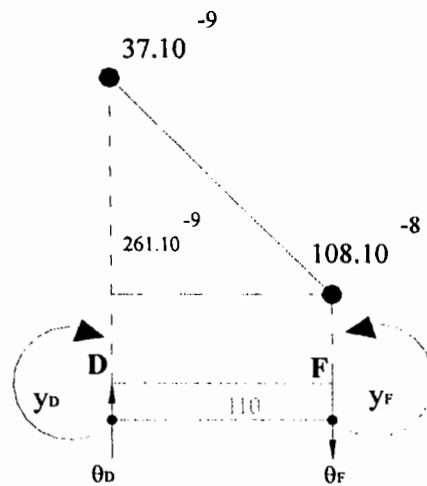
$$\Sigma M_D = 0$$

$$y_C + \theta_C \cdot 318 - \left(\frac{1}{2} \cdot 318 \cdot 237 \cdot 10^{-8} \right) \left(\frac{1}{3} \cdot 318 \right) - (133 \cdot 10^{-8} \cdot 318) \left(\frac{1}{2} \cdot 318 \right) = y_D$$

$$y_D = 603 \cdot 10^{-4} + 134 \cdot 10^{-3} - 398 \cdot 10^{-4} - 67 \cdot 10^{-3}$$

$$y_D = 875 \cdot 10^{-4} \text{ mm} = 875 \cdot 10^{-7} \text{ m } (\downarrow)$$

Analisa Slope (θ_F) dan defleksi (y_F) di titik F



Gambar 86. Analisa Slope (θ_F) dan defleksi (y_F) di titik F Poros IV variasi 1.

$$\Sigma P_V = 0$$

$$\theta_D - \left(\frac{1}{2} \cdot 110 \cdot 261 \cdot 10^{-9} \right) - (108 \cdot 10^{-8} \cdot 110) = \theta_F$$

$$\theta_F = -375 \cdot 10^{-6} - 143 \cdot 10^{-7} - 118 \cdot 10^{-6}$$

$$\theta_F = -5079 \cdot 10^{-6} \text{ rad}$$

$$\Sigma M_F = 0$$

$$y_D + \theta_D \cdot 110 - \left(\frac{1}{2} \cdot 110 \cdot 261 \cdot 10^{-9} \right) \left(\frac{2}{3} \cdot 110 \right) - (108 \cdot 10^{-8} \cdot 110) \left(\frac{1}{2} \cdot 110 \right) = y_F$$

$$y_F = 875 \cdot 10^{-4} - 412 \cdot 10^{-4} - 104 \cdot 10^{-5} - 649 \cdot 10^{-5}$$

$$y_F = 387 \cdot 10^{-4} \text{ mm} = 387 \cdot 10^{-7} \text{ m } (\downarrow)$$

5) Tinjauan Kekuatan Poros Terhadap Putaran Kritis.

Pada poros IV tinjauan kekuatan poros terhadap putaran kritis dapat dihitung sebagai berikut:

$$n_c \approx \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{g \cdot (w_1 \cdot \delta_1 + w_2 \cdot \delta_2 + \dots)}{w_1 \cdot \delta_1^2 + w_2 \cdot \delta_2^2 + \dots}} = n_c \approx \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{g \cdot \Sigma w \delta}{\Sigma w \delta^2}}$$

$$n_c \approx \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{(9,8) \cdot [(40 \cdot 603 \cdot 10^{-7}) + (40 \cdot 875 \cdot 10^{-7}) + (4,5 \cdot 387 \cdot 10^{-7})]}{(40 \cdot (603 \cdot 10^{-7})^2) + (40 \cdot (875 \cdot 10^{-7})^2) + (4,5 \cdot (387 \cdot 10^{-7})^2)}}$$

$$n_c \approx \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{(9,8) \cdot [(241 \cdot 10^{-5}) + (35 \cdot 10^{-4}) + (174 \cdot 10^{-6})]}{(145 \cdot 10^{-9}) + (306 \cdot 10^{-9}) + (6 \cdot 10^{-9})}}$$

$$n_c \approx \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{596 \cdot 10^{-4}}{457 \cdot 10^{-9}}} = 3450,298 \text{ rpm}$$

Syarat putaran kritis :

$$\frac{N_{output}}{N_c} = \frac{63}{3450,298} = 0,018 \leq 0,6 - 0,7 \Leftrightarrow \text{BAIK}$$

Jadi berdasarkan perhitungan-perhitungan diatas, maka untuk spesifikasi untuk poros yang digunakan adalah sebagai berikut :

Bahan poros I, II, IV	: S 45 C
Bahan poros III	: SNC 2
ds ₁	: 32 mm
ds ₂	: 45 mm
ds ₃	: 38 mm
ds ₄	: 65 mm

E. Pasak

Konsentrasi tegangan yang terjadi pada poros

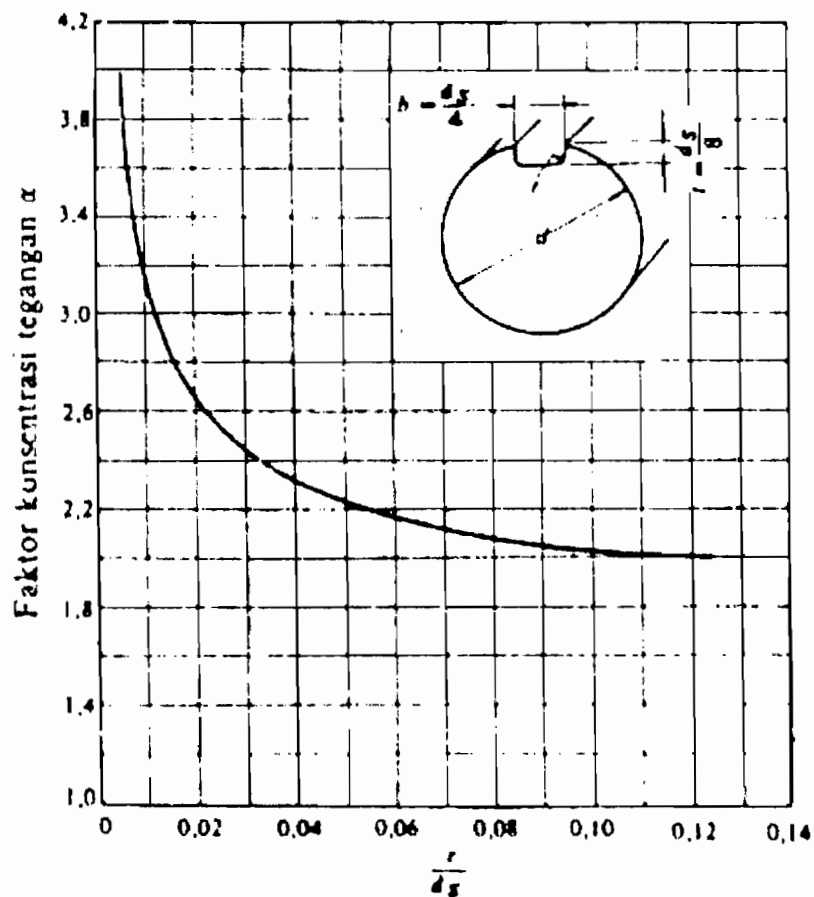
Poros I:

Diameter poros: 32 mm

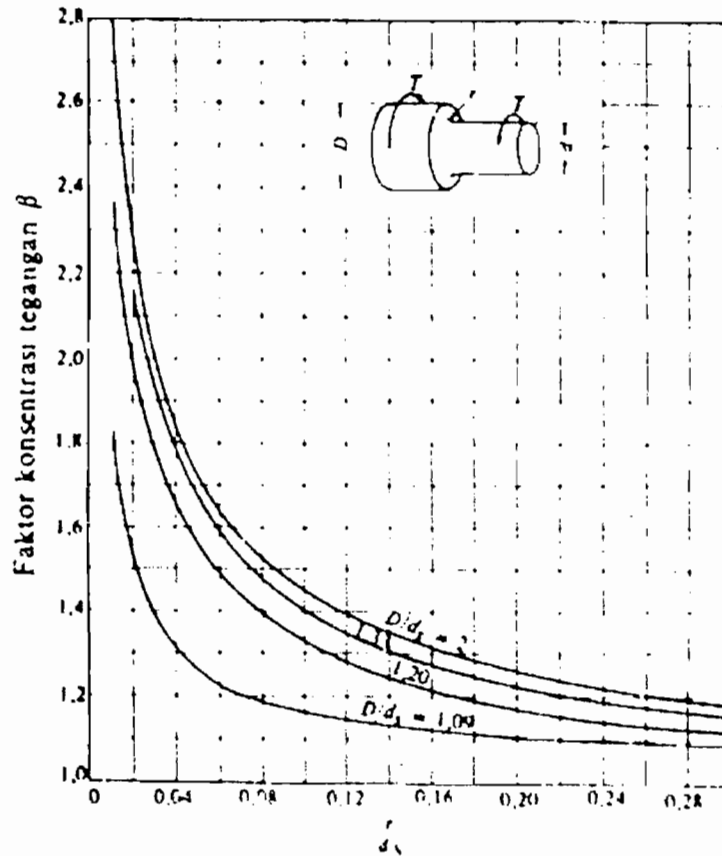
Diameter bagian yang menjadi tempat bantalan adalah $D = 40$ mm

jari-jari fillet $r = \frac{40 - 32}{2} = 4$ mm

alur pasak: $10 \times 8 \times$ filet 0,4



Gambar 87. Grafik Faktor Konsentrasi Tegangan α (Sularso, 1994: 9)



Gambar 88. Grafik Faktor Konsentrasi Tegangan β (Sularso, 1994: 11)

Konsentrasi tegangan pada poros bertangga (Gambar 88) :

$$\frac{r}{d_{s2}} = \frac{4}{32} = 0,125 \quad \frac{D}{d_{s2}} = \frac{40}{32} = 1,25 \quad \beta = 1,2$$

Konsentrasi tegangan pada poros dengan alur pasak (Gambar 87) :

$$\frac{0,4}{d_{s2}} = \frac{0,4}{32} = 0,0125 \quad \alpha = 3,1 \quad \alpha > \beta$$

Tegangan geser (Sularso, 1994:22) :

$$\tau = \frac{16}{\pi \cdot d_{s1}^3} \sqrt{(K_m \cdot M)^2 + (K_t \cdot T)^2}$$

$$\tau = \frac{16}{\pi \cdot 32^3} \sqrt{(2.3681,2)^2 + (1,5 \cdot 3095,15)^2}$$

$$\tau = 1,35 \text{ kg/mm}^2$$

Syarat tegangan geser bahan poros :

$$\tau_a \cdot S_{j2} > \tau \cdot \alpha$$

$$(4,83) \cdot 2 > (1,35) \cdot (3,1)$$

$$9,66 > 4,185 \Rightarrow \text{BAIK}$$

Gaya tangensial yang bekerja (Sularso, 1994: 25) :

$$F_1 = \frac{T_1}{d_{s1}/2} = \frac{3095,15}{32/2} = 193,447 \text{ kg}$$

Ukuran pasak $b \times h$ = 10×8

Kedalaman alur pasak pada poros $t_1 = 5 \text{ mm}$

Kedalaman alur pasak pada pulli $t_2 = 3,3 \text{ mm}$

Bahan pasak (Tabel 25) : besi cor kelabu FC 25

Kekuatan tarik bahan, $\sigma_B = 25 \text{ kg/mm}^2$

Faktor keamanan, $S_{jK1} = 6$

Faktor koreksi, $S_{jK2} = 2$

Tabel 25. Besi Cor Kelabu. (Sularso,1994:335)

Lambang	Tebal utama Coran (mm)	Kekuatan tarik (kg/mm ²)	Kekerasan (kg/mm ²)
FC 20	4 - 8	24	255 atau kurang
	8 - 15	22	235''
	15 - 30	20	223''
	30 - 50	17	217''
FC 25	4 - 8	28	269''
	8 - 15	26	248''
	15 - 30	25	241''
	30 - 50	22	229''
FC 30	8 - 15	31	269''
	15 - 30	30	262''
	30 - 50	27	248''
FC 35	15 - 30	35	277''
	30 - 50	32	269''

Tegangan geser pasak yang diijinkan :

$$\tau_{Ka} = \frac{\sigma_B}{S_{FK1} \cdot S_{FK2}} = \frac{25}{6.2} = 2,08 \text{ kg/mm}^2$$

Berdasarkan tekanan permukaan yang diijinkan (Sularso, 1994:27) (P_a), untuk poros kecil adalah = 8 kg/mm², maka panjang pasak adalah (Sularso, 1994:27) :

$$\tau_K = \frac{F_1}{b \cdot l_1} \leq \tau_{Ka}$$

$$\tau_K = \frac{193,447}{10 \cdot l_1} \leq 2,08 \rightarrow l_1 \geq 9,3 \text{ mm}$$

Panjang pasak dari tekanan permukaan yang diijinkan (Sularso, 1994:27) :

$$p = \frac{F_1}{l_2 \cdot (t_1 \text{ atau } t_2)} \leq p_a$$

$$p = \frac{193,447}{(3,3)l_2} \leq 8 \rightarrow l_2 \geq 7,32 \text{ mm}$$

Harga terbesar $l = 9,3 \text{ mm}$, syarat panjang pasak adalah $(0,75 - 1,5 \text{ ds})$

$$l = 0,75 \cdot 32 = 24 \approx 36 \text{ mm}$$

Panjang pasak aktif (L_k) adalah 36 mm.

Syarat perbandingan diameter poros, lebar pasak dan panjang pasak (Sularso,

1994:28) :

$$\frac{b}{d_s} = \frac{10}{32} = 0,312 \rightarrow 0,25 < 0,312 < 0,35 \Rightarrow \text{BAIK}$$

$$\frac{L_k}{d_s} = \frac{36}{32} = 1,125 \rightarrow 0,75 < 1,125 < 1,5 \Rightarrow \text{BAIK}$$

Jadi berdasarkan perhitungan di atas, maka spesifikasi pasak pada poros 1 dapat dilihat dalam Tabel 26 dibawah ini :

Tabel 26. Tabel Spesifikasi Pasak Pada Poros 1.

	Pulli	Z ₁	Z ₂	Z ₃
Ukuran pasak	10×8	10×8	10×8	10×8
Bahan pasak	FC25	FC25	FC25	FC25
Panjang pasak aktif	36 mm	25 mm	25 mm	28 mm

Poros II:

Diameter poros: 45 mm

Diameter bagian yang menjadi tempat bantalan adalah $D = 50$ mm

$$\text{jari-jari fillet } r = \frac{50 - 45}{2} = 2,5 \text{ mm}$$

alur pasak: $14 \times 9 \times \text{filet } 0,4$

Konsentrasi tegangan pada poros bertangga (Gambar 88):

$$\frac{r}{d_{s2}} = \frac{2,5}{45} = 0,05 \quad \frac{D}{d_{s2}} = \frac{50}{45} = 1,11 \quad \beta = 1,2$$

Konsentrasi tegangan pada poros dengan alur pasak (Gambar 87):

$$\frac{0,4}{d_{s2}} = \frac{0,4}{45} = 0,008 \quad \alpha = 3,1 \quad \alpha > \beta$$

Tegangan geser :

$$\tau = \frac{16}{\pi \cdot d_{s2}^3} \sqrt{(K_m \cdot M)^2 + (K_t \cdot T)^2}$$

$$\tau = \frac{16}{\pi \cdot 45^3} \sqrt{(2.18168,045)^2 + (1.5.3095,15)^2}$$

$$\tau = 2,04 \text{ kg/mm}^2$$

Syarat tegangan geser bahan poros :

$$\tau_a \cdot S_{f2} > \tau \cdot \alpha$$

$$(4,83) \cdot 2 > (2,04) \cdot (3,1)$$

$$9,66 > 6,32 \Rightarrow \text{BAIK}$$

Gaya tangensial yang bekerja :

$$F_2 = \frac{T_2}{d_{s2}/2} = \frac{3095,15}{45/2} = 137,56 \text{ kg}$$

Ukuran pasak $b \times h$ = 14×19

Kedalaman alur pasak pada poros $t_1 = 5,5$ mm

Kedalaman alur pasak pada roda gigi $t_2 = 3,8$ mm

Bahan pasak : besi cor kelabu FC25

Kekuatan tarik bahan, $\sigma_B = 25 \text{ kg/mm}^2$

Faktor keamanan, $S_{K1} = 6$

Faktor koreksi, $S_{K2} = 2$

Tegangan geser pasak yang diijinkan :

$$\tau_{ka} = \frac{\sigma_B}{S_{K1} \cdot S_{K2}} = \frac{25}{6 \cdot 2} = 2,08 \text{ kg/mm}^2$$

Berdasarkan tekanan permukaan yang diijinkan (P_a), maka panjang pasak

(l_1) adalah:

$$\tau_K = \frac{F_2}{b l_1} \leq \tau_{ka}$$

$$\tau_K = \frac{137,56}{14 l_1} \leq 2,08 \rightarrow l_1 \geq 4,716 \text{ mm}$$

Panjang pasak dari tekanan permukaan yang diijinkan (l_2) :

$$p = \frac{F_2}{l_2 \cdot (t_1 \text{ atau } t_2)} \leq p_a$$

$$p = \frac{137,56}{(3,8) l_2} \leq 8 \rightarrow l_2 \geq 4,525 \text{ mm}$$

Harga terbesar $l = 18,55$ mm, syarat panjang pasak adalah $(0,75 - 1,5 ds)$

$$l = 0,75 \cdot 45 = 33,75 \approx 36 \text{ mm}$$

Panjang pasak aktif (L_k) adalah 36 mm

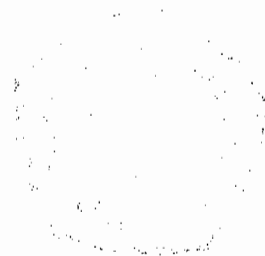
Syarat perbandingan diameter poros, lebar pasak dan panjang pasak :

$$\frac{b}{d_{s2}} = \frac{14}{45} = 0,31 \rightarrow 0,25 < 0,31 < 0,35 \Rightarrow \text{BAIK}$$

$$\frac{L_k}{d_{s2}} = \frac{36}{45} = 0,8 \rightarrow 0,75 < 0,8 < 1,5 \Rightarrow \text{BAIK}$$

Jadi berdasarkan perhitungan di atas, maka spesifikasi pasak pada poros II yang digunakan pada roda gigi (Z_7) dan roda gigi (Z_8) adalah :

Ukuran pasak	14 × 19
Panjang pasak aktif	36 mm
Bahan pasak	FC25



Poros IV:

Diameter poros: 65 mm

alur pasak: $20 \times 12 \times$ filet 0,6

Konsentrasi tegangan pada poros dengan alur pasak (Gambar 87) :

$$\frac{0,6}{d_{s2}} = \frac{0,6}{65} = 0,009 \quad \alpha = 2,0$$

Tegangan geser :

$$\tau = \frac{16}{\pi \cdot d_{s1}^3} \sqrt{(K_m \cdot M)^2 + (K_t \cdot T)^2}$$

$$\tau = \frac{16}{\pi \cdot 63^3} \sqrt{(2.29997,3)^2 + (1,5.38159,5)^2}$$

$$\tau = 1,658 \text{ kg/mm}^2$$

Syarat tegangan geser bahan poros :

$$\tau_a \cdot S_{f2} > \tau \cdot \alpha$$

$$(4,83) \cdot 2 > (1,658) \cdot (2)$$

$$9,66 > 3,316 \Rightarrow \text{BAIK}$$

Gaya tangensial yang bekerja :

$$F_4 = \frac{T_4}{d_{s4}/2} = \frac{3095,15}{63/2} = 98,259 \text{ kg}$$

Ukuran pasak $b \times h$ = 20×12

Kedalaman alur pasak pada poros $t_1 = 7,5 \text{ mm}$

Kedalaman alur pasak pada roda gigi $t_2 = 4,9 \text{ mm}$

Bahan pasak : besi cor kelabu FC25

- i. Kekuatan tarik bahan, $\sigma_B = 25 \text{ kg/mm}^2$
- ii. Faktor keamanan, $S_{FK1} = 6$
- iii. Faktor koreksi, $S_{FK2} = 2$

Tegangan geser pasak yang diijinkan :

$$\tau_{Ka} = \frac{\sigma_B}{S_{FK1} \cdot S_{FK2}} = \frac{25}{6 \cdot 2} = 2,08 \text{ kg/mm}^2$$

Berdasarkan tekanan permukaan yang diijinkan (P_a), maka panjang pasak(l_1) adalah:

$$\tau_K = \frac{F_4}{b \cdot l_1} \leq \tau_{Ka}$$

$$\tau_K = \frac{98,259}{20 \cdot l_1} \leq 2,08 \rightarrow l_1 \geq 2,358 \text{ mm}$$

Panjang pasak dari tekanan permukaan yang diijinkan (l_2) :

$$p = \frac{F_4}{l_2 \cdot (t_1 \text{ atau } t_2)} \leq P_a$$

$$p = \frac{98,259}{(4,9) \cdot l_2} \leq 8 \rightarrow l_2 \geq 2,5 \text{ mm}$$

Harga terbesar $l = 2,5$ mm, syarat panjang pasak adalah $(0,75 - 1,5 d_s)$

$$l = 0,75 \cdot 63 = 47,25 \approx 50 \text{ mm}$$

Panjang pasak aktif (L_k) adalah 50 mm

Syarat perbandingan diameter poros, lebar pasak dan panjang pasak :

$$\frac{b}{d_{s4}} = \frac{20}{63} = 0,317 \rightarrow 0,25 < 0,317 < 0,35 \Rightarrow \text{BAIK}$$

$$\frac{L_k}{d_{s4}} = \frac{50}{63} = 0,793 \rightarrow 0,84 < 0,793 < 1,5 \Rightarrow \text{BAIK}$$

Jadi berdasarkan perhitungan di atas, maka spesifikasi pasak pada poros IV untuk roda gigi 16,17, dan 18 adalah sebagai berikut:

Untuk roda gigi 16 karena lebar dari roda gigi hanya sebesar 27 mm, agar lebih efisien diambil ukuran pasaknya sebagai berikut :

Ukuran pasak	20 × 12
Panjang pasak aktif	25 mm
Bahan pasak	FC 25

Untuk roda gigi 17 dan 18 ukuran pasaknya sebagai berikut :

Ukuran pasak	20 × 12
Panjang pasak aktif	50 mm
Bahan pasak	FC 25

F. Poros Bintang (*Spline Shaft*).

Poros bintang ini selain dipakai untuk sambungan mati antara poros dengan roda juga dipakai untuk sambungan bagian – bagian mesin yang dapat bergerak memanjang (dengan arah aksial), misalnya poros dengan roda gigi geser pada mesin perkakas.

Besarnya tekanan permukaan pada dinding profil sambungan poros bintang harus diperiksa agar tidak melebihi tekanan permukaan ijin, dan hanya 75% dari luas dinding profil saja yang berfungsi sebagai pembawa beban. Perhitungannya adalah sebagai berikut: (B.Sudibyo,ing.htl; 1991,hal. 15)

$$p = \frac{2.M_t}{d_m.L.h.0,75.n} \leq \bar{p} \quad (N/mm^2)$$

Keterangan:

M_t = Momen puntir yang ditransmisikan (N.mm)

d_m = diameter rata – rata (mm)

$$d_m = \frac{d_2 + d_1}{2}$$

L = panjang poros bintang yang membawa beban/terpakai (mm)

h = tinggi profil (mm)

$$h = \frac{d_2 - d_1}{2}$$

N = jumlah profil / bintang

\bar{p} = tekanan permukaan ijin (N/mm²), (lihat Tabel 27).

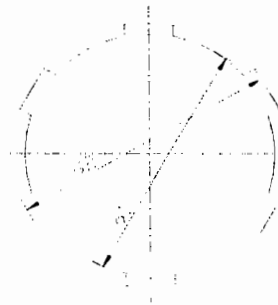
Tabel 27. Tekanan permukaan ijin \bar{p} (N/mm²) (B.Sudibyo,ing.htl; 1991:15)

Material	Tekanan permukaan ijin \bar{p} dengan beban		
	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.....50 100.....160	30.....40 70.....100	15.....20 40.....60
AlCuMg, dikeraskan	80.....150	60.....90	30.....50
AlMg,AlMn,AlMgSi, dikeraskan AlSi-tuang, AlSiMg - tuang	60.....70	40.....50	25.....30

Tabel 28. Ukuran Spline (B.Sudibyo,ing.htl; 1991:27)

Jumlah bintang	d ₁	ringan		Menengah	
		d ₂	b	d ₂	B
6	16			20	4
	18			22	5
	21			25	5
	23	26	6	28	6
	26	30	6	32	6
	28	32	7	34	7
	8	32	36	6	38
36		40	7	42	7
42		46	8	48	8
46		50	9	54	9
52		58	10	60	10
56		62	10	65	10
62		68	12	72	12

Untuk penjelasan mengenai diameter dari spline (d_1 dan d_2) dapat dilihat dalam Gambar 89 dibawah ini:



Gambar 89. Penampang Spline

Dalam perancangan mesin bubut ini poros yang menggunakan poros bintang adalah poros II dan poros III, perhitungannya adalah sebagai berikut:

Poros II:

Diketahui :

$$M_t = 3095,15 \text{ N.mm}$$

$$d_{s2} \text{ (diameter poros II)} = 45 \text{ mm}$$

$$d_1 = 46 \text{ mm}; d_2 = 50 \text{ mm (diambil berdasarkan tabel ukuran spline)}$$

$$d_m = \frac{d_2 + d_1}{2}$$

$$d_m = \frac{50 + 46}{2} = 48 \text{ mm}$$

$$L = 209 \text{ mm}$$

$$h = \frac{d_2 - d_1}{2}$$

$$h = \frac{50 - 46}{2} = 2 \text{ mm}$$

$$N = 8 \text{ profil}$$

$\bar{p} = 50 \dots 100 \text{ N/mm}^2$; (baja dikeraskan. dengan beban kejut).

$$p = \frac{2.M_t}{d_m.L.h.0,75.n} \leq 50 \dots 100 \text{ N/mm}^2$$

$$p = \frac{2.3095,15}{48.209.2.0,75.8} \leq \bar{p}$$

$$p = \frac{6190,3}{120384} \leq \bar{p}$$

$$p = 0,0514 \leq 50 \dots 100 \text{ N/mm}^2 \Leftrightarrow \text{Baik}$$

Maka spesifikasi *spline* dari poros II adalah sebagai berikut:

Diameter poros $d_1 = 46 \text{ mm}$; $d_2 = 50 \text{ mm}$.

$$d_m = 48 \text{ mm}$$

$$L = 209 \text{ mm}$$

$$h = 2 \text{ mm}$$

$$N = 8 \text{ profil}$$

Poros III:

Diketahui :

$$M_t = 3095,15 \text{ N.mm}$$

$$d_{s3} \text{ (diameter poros III)} = 38 \text{ mm}$$

$$d_1 = 42 \text{ mm}; d_2 = 46 \text{ mm (diambil berdasarkan tabel ukuran spline)}$$

$$d_m = \frac{d_2 + d_1}{2}$$

$$d_m = \frac{46 + 42}{2} = 44 \text{ mm}$$

$$L = 215 \text{ mm}$$

$$h = \frac{d_2 - d_1}{2}$$

$$h = \frac{46 - 42}{2} = 2 \text{ mm}$$

N = 8 profil

$\bar{p} = 50 \dots 100 \text{ N/mm}^2$; (baja yang dikeraskan dan digunakan untuk beban kejut).

$$p = \frac{2.M_t}{d_m.L.h.0,75.n} \leq 50 \dots 100 \text{ N/mm}^2$$

$$p = \frac{2.3095.15}{44.215.2.0,75.8} \leq \bar{p}$$

$$p = \frac{6190,3}{113520} \leq \bar{p}$$

$$p = 0,0545 \leq 50 \dots 100 \text{ N/mm}^2 \Leftrightarrow \text{Baik}$$

Maka spesifikasi *spline* dari poros III adalah sebagai berikut:

Diameter poros $d_1 = 42 \text{ mm}$; $d_2 = 46 \text{ mm}$.

$d_m = 44 \text{ mm}$

$L = 215 \text{ mm}$

$h = 2 \text{ mm}$

N = 8 profil

G. Perhitungan Bantalan.

Pada perancangan kotak gigi mesin bubut ini digunakan dua jenis bantalan gelinding yaitu bantalan bola radial alur dalam baris tunggal dan bantalan rol kerucut baris tunggal. Jumlah bantalan yang terdapat pada kotak gigi ini adalah sebanyak 11 buah bantalan, yaitu 1 buah bantalan rol kerucut dan 10 buah bantalan bola radial. Untuk bantalan bola radial dapat dilihat dalam Tabel 29 dan Tabel 30, sedangkan untuk bantalan rol kerucut terdapat dalam Tabel 31, pemilihannya adalah sebagai berikut:

a. Poros 1:

Bantalan A dan B adalah bantalan bola radial.

b. Poros 2:

Bantalan C, D, dan E bantalan bola radial

c. Poros 3:

Bantalan F dan G adalah bantalan bola radial.

d. Poros 4:

a. Bantalan I dan J, bantalan bola radial

b. Bantalan H dan K adalah bantalan kerucut.

Tabel 29. Bantalan Bola Radial (Ø poros 22~35 mm). (Koyo Seiko Co., Ltd).

Dimensions (mm)			Bearing No.			Basic Load Ratings			Limiting Speed (1/min)			Dimensions of Snap Ring Groove and Snap Ring Groove			Mounting Dimensions (mm)			Refer. Weight (kg)	Sig. No.
d	D	B	Z	Open	Shielded	C	Static	Dynamic	Grease Lub.	Oil Lub.	Open	Shielded	W	R	r	r ₁	r ₂		
22	32	16	3	16073	2	22	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	
22	30	14	2	16277	2	22	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	
22	35	17	2	16272	2	22	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	
25	37	19	2	16405	2	25	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	
25	42	21	2	16005	2	25	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	
25	47	23	2	16005	2	25	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	
25	42	21	1	16005	1	25	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	
25	32	16	2	16205	2	25	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	
25	37	19	2	16305	2	25	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	
25	42	21	2	16305	2	25	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	
25	47	23	2	16305	2	25	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	
25	32	16	1	16005	1	25	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	
25	37	19	1	16105	1	25	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	
25	42	21	1	16205	1	25	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	
25	47	23	1	16305	1	25	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	
25	32	16	2	16205	2	25	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	
25	37	19	2	16305	2	25	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	
25	42	21	2	16405	2	25	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	
25	47	23	2	16505	2	25	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	
25	32	16	1	16005	1	25	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	
25	37	19	1	16105	1	25	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	
25	42	21	1	16205	1	25	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	
25	47	23	1	16305	1	25	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	
25	32	16	2	16205	2	25	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	
25	37	19	2	16305	2	25	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	
25	42	21	2	16405	2	25	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	
25	47	23	2	16505	2	25	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	
25	32	16	1	16005	1	25	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	
25	37	19	1	16105	1	25	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	
25	42	21	1	16205	1	25	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	
25	47	23	1	16305	1	25	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	
25	32	16	2	16205	2	25	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	
25	37	19	2	16305	2	25	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	
25	42	21	2	16405	2	25	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	
25	47	23	2	16505	2	25	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	
25	32	16	1	16005	1	25	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	
25	37	19	1	16105	1	25	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	
25	42	21	1	16205	1	25	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	
25	47	23	1	16305	1	25	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	
25	32	16	2	16205	2	25	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	
25	37	19	2	16305	2	25	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	
25	42	21	2	16405	2	25	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	
25	47	23	2	16505	2	25	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	

Tabel 30. Bantalan Bola Radial (Ø poros 35~60 mm). (Koyo Seiko Co., Ltd).

Dimensions (mm)			Bearing No.			Basic Load Ratings			Limiting Speed (1/min)			Dimensions of Snap Ring Groove and Snap Ring Groove			Mounting Dimensions (mm)			Refer. Weight (kg)	Sig. No.
d	D	B	Z	Open	Shielded	C	Static	Dynamic	Grease Lub.	Oil Lub.	Open	Shielded	W	R	r	r ₁	r ₂		
35	55	25	3	16407	2	35	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	
35	60	27	3	16008	2	35	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	
35	65	29	3	16006	2	35	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	
35	65	29	2	16008	2	35	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	
35	65	29	3	16008	2	35	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	
35	65	29	3	16308	2	35	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	
35	70	31	3	16308	2	35	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	
35	75	33	3	16408	2	35	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	
35	75	33	2	16009	2	35	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	
35	80	35	3	16009	2	35	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	
35	80	35	2	16009	2	35	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	
35	80	35	3	16309	2	35	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	
35	80	35	2	16309	2	35	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	
35	80	35	3	16409	2	35	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	
35	85	37	3	16310	2	35	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	
35	90	39	3	16010	2	35	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	
35	90	39	2	16010	2	35	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	
35	90	39	3	16310	2	35	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	
35	95	41	3	16310	2	35	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	
35	100	43	3	16010	2	35	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	
35	100	43	2	16010	2	35	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	
35	100	43	3	16310	2	35	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	
35	105	45	3	16310	2	35	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	
35	110	47	3	16010	2	35	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	
35	110	47	2	16010	2	35	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	
35	110	47	3	16310	2	35	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	
35	115	49	3	16310	2	35	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	
35	120	51	3	16010	2	35	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	
35	120	51	2	16010	2	35	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	
35	120	51	3	16310	2	35	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	
35	125	53	3	16310	2	35	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	
35	130	55	3	16010	2	35	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	
35	130	55	2	16010	2	35	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	
35	130	55	3	16310	2	35	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	
35	135	57	3	16310	2	35	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	
35	140	59	3	16010	2	35	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	
35	140	59	2	16010	2	35	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	
35	140	59	3	16310	2	35	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	
35	145	61	3	16310	2	35	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	
35	150	63	3	16010															

Pemilihan Bantalan:

1. Poros 1: Bantalan A dan B adalah bantalan bola radial

Putaran poros :

$$n_{poros\ 1} = 900\ rpm$$

Diameter lubang Bantalan (Tabel. 29 Bantalan KOYO)

$$d_A = 35\ mm$$

$$d_B = 32\ mm$$

Reaksi–reaksi pada bantalan :

$$R_{A-1} = 84\ kg\ (\uparrow)$$

$$R_{B-1} = 31\ kg\ (\uparrow)$$

Beban Radial di Bantalan :

$$\text{Bantalan A} \quad \rightarrow \quad F_{rA} = 84\ kg$$

$$\text{Bantalan B} \quad \rightarrow \quad F_{rB} = 31\ kg$$

- a. Bantalan A (Tabel. 29 Bantalan KOYO):

Nomor bantalan	= Koyo-6007
Diameter dalam (d)	= 35 mm
Diameter luar (D)	= 62 mm
Lebar bantalan (B)	= 14 mm
Kapasitas nominal dinamis spesifik (C)	= 1250 kgf
Kapasitas nominal stastis spesifik (Co)	= 915 kgf
Cincin dalam berputar V	= 1.(Sularso,1994:135)

Faktor e, V, X, Y (Tabel. 26 Bantalan KOYO)

$$\frac{F_a}{C_0} = \frac{0}{915} = 0 \rightarrow e = 0$$

$$\frac{F_a}{V.F_r} = \frac{0}{1.(84)} = 0$$

$$\frac{F_a}{V.F_r} \leq e \rightarrow X = 1 \quad Y = 0$$

Beban radial ekivalen dinamis (Sularso,1994:135) :

$$P_r = X.V.F_r + Y.F_a$$

$$P_r = (1.1.(84)) + (0.0) = 84 \text{ kg}$$

Faktor putaran (Sularso,1994:136) :

$$f_n = \left[\frac{33,3}{n_2} \right]^{\frac{1}{3}} = \left[\frac{33,3}{900} \right]^{\frac{1}{3}} = 0,333$$

Faktor umur (Sularso,1994:136) :

$$f_h = f_n \cdot \frac{C}{P_r} = (0,333) \cdot \left(\frac{1250}{84} \right) = 4,959$$

Umur nominal bantalan (Sularso,1994:136) :

$$L_h = 500.f_h^3 = 500.(4,95)^3 = 60962,662 \text{ jam}$$

Bantalan A = Koyo-6007

Tabel 33. Faktor Keandalan (Sularso, 1994:137).

Faktor keandalan (%)	L_n	a_1
90	L_{10}	1
95	L_5	0,62
96	L_4	0,53
97	L_3	0,44
98	L_2	0,33
99	L_1	0,21

dengan keandalan 95 % (Tabel 32):

faktor keandalan $a_1 = 0,62$

faktor bahan $a_2 = 1$

faktor kerja (normal) $a_3 = 1$

keandalan umur bantalan (Sularso,1994:136) :

$$L_5 = a_1 \cdot a_2 \cdot a_3 \cdot L_h$$

$$L_5 = (0.62) \cdot 1 \cdot 1 \cdot (60962,662)$$

$$L_5 = 37796,85 \text{ jam}$$

b. Bantalan B :

Nomor bantalan = Koyo-60/32

Diameter dalam (d) = 32 mm

Diameter luar (D) = 58 mm

Lebar bantalan (B) = 13 mm

Kapasitas nominal dinamis spesifik (C) = 1180 kgf

Kapasitas nominal stastis spesifik (Co) = 825 kgf

Cincin dalam berputar V = 1

Beban radial equivalen dinamis (Pr) = 31 kg

Faktor putaran (Fn) = 0,333

Faktor umur (Fh) = 12,684

Umur nominal (Lh)	= 1020311,269 Jam
Keandalan umur bantalan	= 632592,99 Jam
Bantalan B	= Koyo-60/32

2. Poros II: Bantalan C, D dan E adalah bantalan bola radial

Putaran poros :

$$n_{poros\ 2} = 557\ rpm$$

Diameter lubang bantalan pada poros II adalah sebagai berikut:

$$d_C = 45\ mm$$

$$d_D = 50\ mm$$

$$d_E = 45\ mm$$

Reaksi-reaksi pada bantalan :

$$R_{A-2} = 29\ kg\ (\uparrow)$$

$$R_{B-2} = 143\ kg\ (\uparrow)$$

$$R_{C-2} = 312\ kg\ (\uparrow)$$

Beban Radial di Bantalan :

$$\text{Bantalan C} \quad \rightarrow \quad F_{rC} = 29\ kg$$

$$\text{Bantalan D} \quad \rightarrow \quad F_{rD} = 143\ kg$$

$$\text{Bantalan E} \quad \rightarrow \quad F_{rE} = 312\ kg$$

Dengan cara perhitungan yang sama dengan diatas maka didapatkan hasil sebagai berikut:

a. Bantalan C :

Nomor bantalan	= Koyo-6009
Diameter dalam (d)	= 45 mm
Diameter luar (D)	= 75 mm
Lebar bantalan (B)	= 16 mm
Kapasitas nominal dinamis spesifik (C)	= 1650 kgf
Kapasitas nominal stastis spesifik (Co)	= 1320 kgf
Cincin dalam berputar $V = 1$.	
Beban radial equivalen dinamis (Pr)	= 29 kg
Faktor putaran (Fn)	= 0,391
Faktor umur (Fh)	= 22,248
Umur nominal (Lh)	= 5505755,152 Jam
Keandalan umur bantalan	= 3413568 Jam
Bantalan C	= Koyo-6009

b. Bantalan D :

Nomor bantalan	= Koyo-6010
Diameter dalam (d)	= 50 mm
Diameter luar (D)	= 80 mm
Lebar bantalan (B)	= 16 mm
Kapasitas nominal dinamis spesifik (C)	= 1710 kgf

Kapasitas nominal stastis spesifik (Co)	= 1430 kgf
Cincin dalam berputar V	= 1
Beban radial equivalen dinamis (Pr)	= 143 kg
Faktor putaran (Fn)	= 0,391
Faktor umur (Fh)	= 4,676
Umur nominal (Lh)	= 51113,930 Jam
Keandalan umur bantalan	= 31690,64 Jam
Bantalan D	= Koyo-6010
c. Bantalan E :	
Nomor bantalan	= Koyo-6209
Diameter dalam (d)	= 45 mm
Diameter luar (D)	= 85 mm
Lebar bantalan (B)	= 19 mm
Kapasitas nominal dinamis spesifik (C)	= 2560 kgf
Kapasitas nominal stastis spesifik (Co)	= 1870 kgf
Cincin dalam berputar V	= 1
Beban radial equivalen dinamis (Pr)	= 312 kg
Faktor putaran (Fn)	= 0,391
Faktor umur (Fh)	= 3,2
Umur nominal (Lh)	= 16512,589 Jam
Keandalan umur bantalan	= 10237,805 Jam
Bantalan E	= Koyo-6209

3. Poros III: Bantalan F dan G adalah bantalan bola radial.

Putaran poros :

$$n_{poros\ 2} = 500\ rpm$$

Diameter lubang bantalan pada poros III adalah sebagai berikut:

$$d_F = d_G = 40\ mm$$

Reaksi–reaksi pada bantalan :

$$R_{A-3} = 43\ kg\ (\uparrow)$$

$$R_{B-3} = 61\ kg\ (\uparrow)$$

Beban Radial di Bantalan :

$$\text{Bantalan F} \quad \rightarrow \quad F_{rF} = 43\ kg$$

$$\text{Bantalan G} \quad \rightarrow \quad F_{rG} = 61\ kg$$

- a. Bantalan F :

Nomor bantalan	= Koyo-6908
Diameter dalam (d)	= 40 mm
Diameter luar (D)	= 62 mm
Lebar bantalan (B)	= 12 mm
Kapasitas nominal dinamis spesifik (C)	= 1070 kgf
Kapasitas nominal stastis spesifik (Co)	= 855 kgf
Cincin dalam berputar V = 1.	
Beban radial equivalen dinamis (Pr)	= 43 kg
Faktor putaran (Fn)	= 0,405
Faktor umur (Fh)	= 10,08
Umur nominal (Lh)	= 513086,055 Jam

Keandalan umur bantalan	= 318113,35 Jam
Bantalan F	= Koyo-6908
b. Bantalan G :	
Nomor bantalan	= Koyo-6908
Diameter dalam (d)	= 40 mm
Diameter luar (D)	= 62 mm
Lebar bantalan (B)	= 12 mm
Kapasitas nominal dinamis spesifik (C)	= 1070 kgf
Kapasitas nominal statis spesifik (Co)	= 855 kgf
Cincin dalam berputar V	= 1
Beban radial equivalen dinamis (Pr)	= 61 kg
Faktor putaran (Fn)	= 0,405
Faktor umur (Fh)	= 7,110
Umur nominal (Lh)	= 179723,999 Jam
Keandalan umur bantalan	= 111428,88 Jam
Bantalan G	= Koyo-6908

4. Poros IV:

Diketahui bahwa poros IV mesin bubut ini merupakan poros utama yang menghasilkan putaran akhir dan juga poros yang mengalami gaya tekan dalam arah aksial, sebagai akibat dari proses pengerjaan benda kerja.

Dalam proses pengerjaan atau pemotongan benda kerja, terdapat gaya yang bekerja pada alat iris dan dapat diuraikan menjadi tiga komponen yaitu : P_z , P_y , dan P_x . Untuk gaya dalam arah z (P_z) telah dibahas dalam bab III, dan besarnya P_z kira – kira 2 – 3 kali lebih besar dari P_y atau 4 – 10 kali lebih besar dari P_x (Samsudin: 35). Maka besarnya gaya aksial yang terdapat pada poros IV ini dapat dicari sebagai berikut:

$$P_z = 4.P_x$$

$$P_x = \frac{P_z}{4} = \frac{686,69}{4}$$

$$P_x = 171,67 \text{ kg} = 172 \text{ kg}$$

Maka besarnya gaya aksial yang terjadi adalah sebesar 172 kg, dan jenis bantalan yang dipakai adalah sebagai berikut:

- a) Bantalan I dan J bantalan bola radial
- b) Bantalan H dan K adalah bantalan kerucut.

Putaran poros :

$$n_{\text{Poros 4}} = 1880 \text{ rpm}$$

Diameter lubang bantalan pada poros IV adalah sebagai berikut:

$$d = 65 \text{ mm}$$

Reaksi–reaksi pada bantalan :

$$R_{A-4} = 86 \text{ kg } (\uparrow)$$

$$R_{B-4} = 195 \text{ kg } (\uparrow)$$

Beban aksial di bantalan :

Bantalan H $\rightarrow F_{rH} = 86 \text{ kg}$

Bantalan K $\rightarrow F_{AK} = 172 \text{ kg}$

Beban radial di bantalan :

Bantalan I dan J $\rightarrow F_{rI} = 195 \text{ kg}$

a) Bantalan H (bantalan rol kerucut baris tunggal):

Nomor bantalan	= Koyo-32013 J
Diameter dalam (d)	= 65 mm
Diameter luar (D)	= 100 mm
Lebar bantalan (B)	= 23 mm
Kapasitas nominal dinamis spesifik (C)	= 7880 kgf
Kapasitas nominal stastis spesifik (Co)	= 8030 kgf
Cincin dalam berputar V	= 1
Beban radial equivalen dinamis (Pr)	= 247 kg
Faktor putaran (Fn)	= 0,26
Faktor umur (Fh)	= 8,32
Umur nominal (Lh)	= 288200,025 Jam
Keandalan umur bantalan	= 178684 Jam
Bantalan H	= Koyo-32013 J

b) Bantalan K (bantalan rol kerucut baris tunggal):

Nomor bantalan	= Koyo-32013 J
Diameter dalam (d)	= 65 mm
Diameter luar (D)	= 100 mm
Lebar bantalan (B)	= 23 mm
Kapasitas nominal dinamis spesifik (C)	= 7880 kgf
Kapasitas nominal statis spesifik (Co)	= 8030 kgf
Cincin dalam berputar V	= 1
Beban radial equivalen dinamis (Pr)	= 320 kg
Faktor putaran (Fn)	= 0,26
Faktor umur (Fh)	= 6,422
Urnur nominal (Lh)	= 132432,932 Jam
Keandalan umur bantalan	= 82108,418 Jam
Bantalan K = Koyo-32013 J	

c) Bantalan I dan J :

Nomor bantalan	= Koyo-6213
Diameter dalam (d)	= 65 mm
Diameter luar (D)	= 120 mm
Lebar bantalan (B)	= 23 mm
Kapasitas nominal dinamis spesifik (C)	= 4490 kgf
Kapasitas nominal statis spesifik (Co)	= 3640 kgf
Cincin dalam berputar V	= 1
Beban radial equivalen dinamis (Pr)	= 195 kg

Faktor putaran (Fn)	= 0,261
Faktor umur (Fh)	= 6
Umur nominal (Lh)	= 108116,405 Jam
Keandalan umur bantalan	= 67032,171 Jam
Bantalan I dan J	= Koyo-6213

Pelumasan Dan Perawatan Mesin.

1. Pelumasan Mesin.

Dalam menentukan pelumasan pada sistem transmisi roda gigi dan bantalan perlu diperhatikan beberapa hal antara lain kecepatan minimal, dan kecepatan maksimal.

Kecepatan minimal dan kecepatan maksimal diperoleh berdasarkan kecepatan input poros, kecepatan maksimal terjadi pada saat poros utama mesin berputar pada kecepatan 1880 rpm. Pada saat poros mesin berputar pada kecepatan 1880 rpm, roda gigi yang bekerja adalah pasangan roda gigi (Z_{14} - Z_{17}). Dari perhitungan roda gigi (Z_{14} - Z_{17}) diperoleh diameter jarak bagi, $D_{17} = 102$ mm, maka kecepatan keliling maksimal dari pasangan roda gigi (Z_{14} - Z_{17}) dapat diperoleh dengan persamaan sebagai berikut (Sularso, 1994: 238):

$$v_{maks} = \frac{\pi \cdot D_{17} \cdot n}{60 \cdot 1000}$$

$$v_{maks} = \frac{(3,14) \cdot (102) \cdot (1880)}{(60) \cdot (1000)}$$

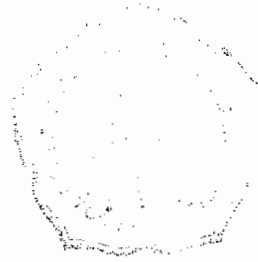
$$v_{maks} = 10 \text{ m/s}$$

Untuk kecepatan minimal dari mesin ini, terjadi pada saat roda gigi (Z_{15} - Z_{16}) saling berpasangan. Dari perhitungan roda gigi diperoleh diameter jarak bagi roda gigi sebesar $D_{16} = 157,5$ mm, maka kecepatan keliling minimal dari pasangan roda gigi (Z_{15} - Z_{16}) dapat diperoleh dengan persamaan sebagai berikut:

$$v_{\min} = \frac{\pi \cdot D_{16} \cdot n}{60 \cdot 1000}$$

$$v_{\min} = \frac{(3,14) \cdot (157,5) \cdot (63)}{(60) \cdot (1000)}$$

$$v_{\min} = 0,5 \text{ m/s}$$



Pemilihan pelumasan untuk roda gigi menurut DIN 51 509 (Tabel 33. Pemilihan cara pelumasan untuk roda gigi), ditentukan berdasarkan kecepatan keliling dari roda gigi, setelah didapatkan bahwa kecepatan minimal $v_{\min} = 0,5 \text{ m/s}$ dan untuk kecepatan maksimal $v_{\min} = 10 \text{ m/s}$, maka digunakan pelumas minyak dengan cara dicelup.

Tabel 34. Pemilihan cara pelumasan untuk roda gigi. (ATMI, 1991: 58)

Kecepatan keliling ($v = \text{m/s}$)	Pelumasan
...sampai $v = 1 \text{ m/s}$	Dioles atau disemprot pelumas merek
...sampai $v = 4 \text{ m/s}$	Pelumasan celup vaselin atau disemprot pelumas merek
...sampai $v = 15 \text{ m/s}$	Pelumasan celup oli
Diatas $v = 15 \text{ m/s}$	Pelumasan semprot

Untuk pemilihan viskositas kinematik oli pelumasan pada kotak roda gigi mesin bubut ini akan ditentukan berdasarkan tekanan gelinding Stribeck (ATMI, 1991: 58):

$$k_s \approx \left[\frac{3F_t}{(b \cdot d_1)} \right] \left[\frac{(i+1)}{i} \right]$$

Keterangan :

- k_s (Mpa) = tekanan gelinding Stribeck
- F_t (N) = gaya keliling pada lingkaran jarak bagi
- B (mm) = lebar gigi
- d_1 (m) = diameter lingkaran jarak bagi untuk pinion
- i = perbandingan jumlah gigi

Gaya keliling pada lingkaran jarak bagi atau gaya tangensial (F_t) yang terjadi pada putaran maksimal didapatkan dalam persamaan berikut:

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

$$F_t = \frac{(102)(2,86 \text{ kw})}{10}$$

$$F_t = 29,2 \text{ kg}$$

Tekanan gelinding Stribeck sebenarnya bukanlah tekanan sesungguhnya, melainkan merupakan besaran pembanding. Dengan ini “harga karakteristik pelumas (k_s/v) dalam MPa . s/m” ditentukan, dimana “ v ” dalam m/s adalah kecepatan keliling pada lingkaran jarak bagi roda gigi silindris. Besarnya viskositas kinematik oli pelumas (v) dalam mm^2/s pada temperatur 40°C dapat dibaca pada Tabel 34. Pemilihan viskositas kinematik oli pelumas roda gigi.

Tabel 35. Pemilihan Viskositas Kinematik Oli Pelumas Roda Gigi v Pada Temperatur 40°C Berdasarkan Harga Karakteristik Pelumas K_s/V (Menurut Din 51 509);(ATMI, 1991: 59).

k_s/v Mpa.s/m	0,01	0,02	0,03	0,04	0,05	0,06	0,07	0,08	0,09	0,10
(v) pada 40°C mm^2/s	47	52	56	60	63	66	69	71	74	77
k_s/v Mpa.s/m	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1
(v) pada 40°C mm^2/s	77	95	120	140	150	160	168	175	185	195
k_s/v Mpa.s/m	2	3	4	5	6	7	8	9	10	20
(v) pada 40°C mm^2/s	270	330	380	420	470	495	520	550	570	740

Harga tabel untuk v harus dinaikkan :

1. Sekitar 10 % untuk setiap 10K dengan mana temperatur di sekitarnya selalu diatas 25°C .

2. Sekitar 35% apabila pasangan dinding gigi dibuat dari baja paduan yang sama jenisnya atau baja CrNi (kecuali dinding gigi dikeraskan kulitnya atau dilapis nitrit).
3. Sekitar 35 % apabila pasangan dinding gigi yang peka aus apabila tidak dapat memberikan bahan pelumas yang dilengkapi dengan zat pengurang aus. Dinding gigi yang dikeraskan bersifat peka aus.

Harga tabel untuk v harus diturunkan :

1. Sekitar 10% untuk setiap 3K dengan mana temperatur di sekitarnya selalu dibawah 10°C.
2. Sekitar 25% apabila dinding gigi dilapis fosphat, sulfur (belerang), atau tembaga.

Roda gigi (Z_{17}) memiliki lebar gigi sebesar $b = 24$ mm. Maka tekanan gelinding Stribeck-nya dapat diketahui dengan perhitungan sebagai berikut:

$$k_s \approx \left[\frac{3Ft}{(b.d_{17})} \right] \left[\frac{(i+1)}{i} \right]$$

$$k_s \approx \left[\frac{3.(29,2)}{(24.102)} \right] \left[\frac{(1,8+1)}{1,8} \right]$$

$$k_s \approx 0,055 \text{ Mpa}$$

$$\frac{k_s}{v} = \frac{0,055}{10} = 0,0055 \text{ MPa.s / m} \approx 0,01 \text{ MPa.s / m}$$

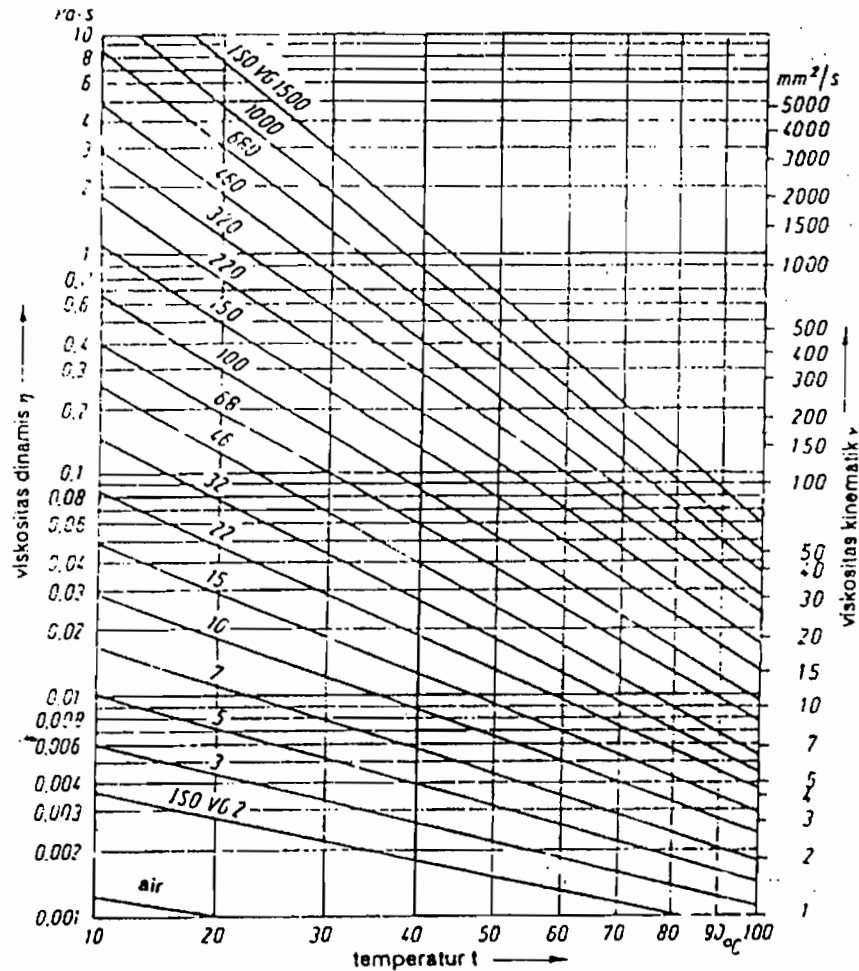
diperoleh :

$$v = 47 \text{ mm}^2 / \text{s}$$

Temperatur lingkungan dianggap selalu sekitar $\pm 40^\circ\text{C}$, maka harga v harus ditambah $\pm 15\%$ sehingga menjadi $v \approx 54 \text{ mm}^2/\text{s}$. Maka

berdasarkan grafik viskositas dinamis, diperoleh kelas viskositas ISO VG

68.



Viskositas dinamis dari oli pelumas basis mineral dalam ketergantungannya pada temperatur, kelas viskositas ISO (ISO VG) menurut DIN 51519.

Gambar 90. Grafik Viskositas Dinamis ;(ATMI, 1991: 59).

Minyak pelumas yang dilengkapi dengan bahan pengurang aus akan bermanfaat pada dinding gigi yang dikeraskan apabila $k_s > 7,5$ MPa atau apabila $\frac{v_g}{v} > 0,3$ (v_g adalah kecepatan luncur maksimum pada dinding gigi).

Untuk menghitung besarnya kecepatan luncur maksimum pada pasangan roda gigi luar, maka yang harus dihitung lebih dulu adalah (ATMI, 1991: 60):

Panjang lintasan kotak masuk:

$$g_f = 0,5 \left(\sqrt{d_{a2}^2 - d_{b2}^2} - d_{b2} \cdot \tan \alpha_{wt} \right)$$

$$g_f = 0,5 \left(\sqrt{108^2 - 94,3^2} - 94,3 \cdot \tan 20^\circ \right)$$

$$g_f = 0,5(52,645 - 34,32)$$

$$g_f = 9,16 \text{ mm} = 916 \cdot 10^{-5} \text{ m}$$

Panjang lintasan kotak keluar:

$$g_a = 0,5 \left(\sqrt{d_{a1}^2 - d_{b1}^2} - d_{b1} \cdot \tan \alpha_{wt} \right)$$

$$g_a = 0,5 \left(\sqrt{192^2 - 178,3^2} - 178,3 \cdot \tan 20^\circ \right)$$

$$g_a = 0,5(71,225 - 64,89)$$

$$g_a = 3,1675 \text{ mm}$$

Keterangan :

d_{a1}, d_{a2} (mm) : diameter lingkaran kepala

d_{b1}, d_{b2} (mm) : diameter lingkaran dasar

α_{wt} (dalam °): sudut kontak kerja

Setelah panjang lintasan kontak diperoleh, maka dapat dicari kecepatan luncur maksimumnya dengan persamaan dibawah ini (ATMI, 1991: 60):

$$v_g = \omega_1 \cdot g_i \left(1 + \frac{1}{i} \right)$$

Keterangan :

ω_1 (rad/s) : kecepatan sudut roda gigi 1

g_i (m) : yang terbesar di antara g_f dan g_a

i : perbandingan jumlah gigi

Sebelumnya dicari terlebih dahulu kecepatan sudut roda gigi, dengan persamaan dibawah ini :

$$\begin{aligned}
 n_1 &= 1880 \text{ rpm} = 31,33 \text{ rps} & v_g &= \omega_1 \cdot g_i \cdot \left(1 + \frac{1}{i}\right) \\
 \omega_1 &= 2\pi \cdot n_1 & v_g &= 196,77 \cdot (916 \cdot 10^{-5}) \cdot \left(1 + \frac{1}{1,8}\right) \\
 \omega_1 &= 2\pi \cdot 31,33 \text{ s}^{-1} & v_g &= 2,803 \text{ m/s} \\
 \omega_1 &= 196,77 \text{ rad/s} & &
 \end{aligned}$$

Karena $\frac{v_g}{v} = \frac{2,803}{10} \approx 0,28 \leq 0,3$, maka diperlukan minyak pelumas

dengan bahan penahan aus. Karena $v = 10 \text{ m/s} > 2,803 \text{ m/s}$ tetapi $< 15 \text{ m/s}$, maka cara pelumasan yang cocok adalah pelumasan celup. Dalamnya pencelupan roda gigi tidak boleh lebih dari 6 m dan tidak boleh kurang dari 1 m. Modul roda gigi yang dipakai sebagai dasar menentukan dalamnya roda gigi yang tercelup minyak pelumas adalah modul roda gigi 7 (Z_7) yaitu: 2,85, maka pada perancangan ini roda gigi 7 pada poros II tercelup sedalam $\pm 1 \text{ m} = 1 \cdot 2,85 \text{ mm} = 2,85 \text{ mm}$. Tetapi bila modul roda gigi 14 diambil, maka ada bagian roda gigi lain yang tidak kena pelumas.

Minyak roda gigi yang biasa digunakan : minyak pelumas C dan C-T DIN 51 517, N DIN 51 505. TD-L DIN 51 515 (minyak – minyak normal tanpa bahan penahan aus), minyak roda gigi dengan bahan penahan aus : minyak pelumas C-LP DAN C-LPF, minyak roda gigi dengan bahan penahan tekanan tinggi : pelumas roda gigi kendaraan bermotor HYP, ATF, dan oli motor HD.

2. Perawatan Mesin

Ketepatan umur pakai mesin dapat dipertahankan dengan perawatan mesin yang baik. Perawatan pada mesin ini dapat dilakukan dengan cara bertahap dan terjadwal secara terus menerus, dengan ini maka kelancaran dan kualitas mesin dapat terjaga dengan baik dan hasil kerja mesin pun akan selalu baik.

Perawatan mesin meliputi : pemeriksaan rutin, dan perbaikan komponen mesin yang rusak. Perawatan rutin pada mesin misalnya : pelumasan pada eretan, transmisi pada roda gigi dan lain – lain agar tidak terjadi korosi, dan juga perlunya dijaga kebersihan mesin, dengan selalu membersihkan mesin setelah pemakaian.

Pemeriksaan mesin secara berkala juga perlu dilakukan, yaitu dengan selalu memeriksa ketinggian oli pelumas pada kotak roda gigi, pemeriksaan ini bisa dilakukan seminggu sekali.

Perbaikan – perbaikan kecil komponen mesin sangat perlu dilakukan agar mesin tetap dalam kondisi baik, dan juga untuk menghindari perbaikan besar yang memakan waktu lama sehingga mesin tidak dapat berproduksi. Untuk itu perlu juga disediakan cadangan – cadangan dari bagian – bagian mesin.

Mesin bubut ini merupakan mesin perkakas yang dirancang berdasarkan perhitungan yang sesuai dengan teori yang ada, tetapi kadangkala tidak sesuai dengan situasi dan kondisi yang ada di lapangan, karena adanya tuntutan dari konsumen dan lingkungan kerja. Agar

perawatan mesin secara berkala tidak terjadi kesalahan yang fatal maka cara perawatan dapat dilihat di dalam buku panduan yang selalu disertakan oleh perusahaan.

BAB IV

HASIL – HASIL PERHITUNGAN

Berdasarkan perhitungan-perhitungan yang telah dilakukan di atas, maka klasifikasi komponen-komponen transmisi yang akan dipergunakan dalam Mesin Bubut ini adalah sebagai berikut :

1. Sabuk-V tipe A dan pulli :

a. Nomor nominal sabuk No : 110 (2 buah)

b. \varnothing luar puli d_k : 104 mm

D_k : 162 mm

c. \varnothing lubang poros d_{s1} : 32 mm

d. Jarak sumbu poros C : $1204^{+65\text{ mm}}$
 -25 mm

2. Pulli :

α	w	L_0	K	K_0	f
34°	11,95	9,2	4,5	8,0	10

3. Roda gigi lurus:

a. Pasangan roda gigi Z_1 dan Z_4 .

Diameter lingkaran jarak bagi pinion (D_1) : 108 mm

Diameter lingkaran jarak bagi roda gigi (D_4) : 132 mm

Jarak sumbu poros (A_0) : 120 mm

Diameter kepala pinion (D_{k1}) : 114 mm

Diameter kepala roda gigi (D_{k4}) : 138 mm

Diameter kaki pinion (D_{f1}) : 100,5 mm

Diameter kaki roda gigi (D_{f4}) : 124,5 mm

Tinggi gigi (H) : 6,75 mm

Bahan pinion S35C, dengan

Kekuatan tarik (σ_B) : 52 kg/mm²

Tegangan lentur ijin (σ_a) : 26 kg/mm²

Kekerasan bahan (H_B) : 149 – 207

Bahan roda gigi S35C dengan

Kekuatan tarik (σ_B) : 52 kg/mm²

Tegangan lentur ijin (σ_a) : 26 kg/mm²

Kekerasan bahan (H_B) : 149 – 207

Modul gigi (M) : 3

Lebar gigi / modul : 23/3

b. Pasangan roda gigi Z_2 dan Z_6 .

Daya rencana (P_d)	: 2,86 kW
Diameter lingkaran jarak bagi pinion (D_2)	: 128,15 mm
Diameter lingkaran jarak bagi roda gigi (D_6)	: 111,84 mm
Jarak sumbu poros (A_0)	: 120 mm
Diameter kepala pinion (D_{k_2})	: 132,810 mm
Diameter kepala roda gigi (D_{k_6})	: 116,5 mm
Diameter kaki pinion (D_{f_2})	: 122,325 mm
Diameter kaki roda gigi (D_{f_6})	: 106,015 mm
Tinggi gigi (H)	: 5,242 mm

Bahan pinion S35C, dengan

Kekuatan tarik (σ_B)	: 52 kg/mm ²
Tegangan lentur ijin (σ_a)	: 26 kg/mm ²
Kekerasan bahan (H_B)	: 149 – 207

Bahan roda gigi S35C dengan

Kekuatan tarik (σ_B)	: 52 kg/mm ²
Tegangan lentur ijin (σ_a)	: 26 kg/mm ²
Kekerasan bahan (H_B)	: 149 – 207
Modul gigi (M)	: 2,25
Lebar gigi / modul	: 21,5/2,25

c. Pasangan roda gigi Z_3 dan Z_5 .

Daya rencana (P_d)	: 2,86 kW
Diameter lingkaran jarak bagi pinion (D_3)	: 91,52 mm
Diameter lingkaran jarak bagi roda gigi (D_5)	: 147,84 mm
Jarak sumbu poros (A_0)	: 120 mm
Diameter kepala pinion (D_{k3})	: 98,56 mm
Diameter kepala roda gigi (D_{k5})	: 154,88 mm
Diameter kaki pinion (D_{f3})	: 82,720 mm
Diameter kaki roda gigi (D_{f5})	: 139,040 mm
Tinggi gigi (H)	: 7,92 mm
<u>Bahan pinion S45C, dengan</u>	
Kekuatan tarik (σ_B)	: 58 kg/mm ²
Tegangan lentur ijin (σ_a)	: 30 kg/mm ²
Kekerasan bahan (H_B)	: 167 – 229
<u>Bahan roda gigi S45C dengan</u>	
Kekuatan tarik (σ_B)	: 58 kg/mm ²
Tegangan lentur ijin (σ_a)	: 30 kg/mm ²
Kekerasan bahan (H_B)	: 167 – 229
Modul gigi (M)	: 3,5
Lebar gigi / modul	: 28/3,5

d. Pasangan roda gigi Z_7 dan Z_9 .

Daya rencana (P_d)	: 2,86 kW
Diameter lingkaran jarak bagi pinion (D_7)	: 74,1 mm
Diameter lingkaran jarak bagi roda gigi (D_9)	: 165,3 mm
Jarak sumbu poros (A_0)	: 120 mm
Diameter kepala pinion (D_{k7})	: 80 mm
Diameter kepala roda gigi (D_{k9})	: 171 mm
Diameter kaki pinion (D_{f7})	: 67 mm
Diameter kaki roda gigi (D_{f9})	: 158,175 mm
Tinggi gigi (H)	: 6,412 mm
<u>Bahan pinion SNC 1, dengan</u>	
Kekuatan tarik (σ_B)	: 75 kg/mm ²
Tegangan lentur ijin (σ_a)	: 35 kg/mm ²
Kekerasan bahan (H_B)	: 212 – 255
<u>Bahan roda gigi S35C dengan</u>	
Kekuatan tarik (σ_B)	: 52 kg/mm ²
Tegangan lentur ijin (σ_a)	: 26 kg/mm ²
Kekerasan bahan (H_B)	: 149 – 207
Modul gigi (M)	: 2,75
Lebar gigi / modul	: 28,3/2,75

e. Pasangan roda gigi Z_8 dan Z_{10} .

Daya rencana (P_d)	: 2,86 kW
Diameter lingkaran jarak bagi pinion (D_8)	: 147,6mm
Diameter lingkaran jarak bagi roda gigi (D_{10})	: 91,84 mm
Jarak sumbu poros (A_0)	: 120 mm
Diameter kepala pinion (D_{k_8})	: 154,16 mm
Diameter kepala roda gigi ($D_{k_{10}}$)	: 98,4 mm
Diameter kaki pinion (D_{f_8})	: 139,4 mm
Diameter kaki roda gigi ($D_{f_{10}}$)	: 83,64 mm
Tinggi gigi (H)	: 7,38 mm
<u>Bahan pinion S35C , dengan</u>	
Kekuatan tarik (σ_B)	: 52 kg/mm ²
Tegangan lentur ijin (σ_a)	: 26 kg/mm ²
Kekerasan bahan (H_B)	: 149 – 207
<u>Bahan roda gigi S35C dengan</u>	
Kekuatan tarik (σ_B)	: 52 kg/mm ²
Tegangan lentur ijin (σ_a)	: 26 kg/mm ²
Kekerasan bahan (H_B)	: 149 – 207
Modul gigi (M)	: 3,25
Lebar gigi / modul	: 27,5/3,25

f. Pasangan roda gigi Z_{11} dan Z_{14} .

Daya rencana (P_d)	: 2,86 kW
Diameter lingkaran jarak bagi pinion (D_{11})	: 54 mm
Diameter lingkaran jarak bagi roda gigi (D_{14})	: 186 mm
Jarak sumbu poros (A_0)	: 120 mm
Diameter kepala pinion (D_{k11})	: 60 mm
Diameter kepala roda gigi (D_{k14})	: 192 mm
Diameter kaki pinion (D_{f11})	: 46,5 mm
Diameter kaki roda gigi (D_{f14})	: 178,5 mm
Tinggi gigi (H)	: 6,75 mm

Bahan pinion SNC 2 , dengan

Kekuatan tarik (σ_B)	: 85 kg/mm ²
Tegangan lentur ijin (σ_a)	: 40 kg/mm ²
Kekerasan bahan (H_B)	: 248 – 302

Bahan roda gigi SNC 2 dengan

Kekuatan tarik (σ_B)	: 85 kg/mm ²
Tegangan lentur ijin (σ_a)	: 40 kg/mm ²
Kekerasan bahan (H_B)	: 248 – 302
Modul gigi (M)	: 3
Lebar gigi / modul	: 20/3

g. Pasangan roda gigi Z_{12} dan Z_{13} .

Daya rencana (P_d)	: 2,86 kW
Kelonggaran puncak (C_k)	: 0,75 mm
Diameter kepala pinion (D_{k12})	: 100,5 mm
Diameter kepala roda gigi (D_{k13})	: 114 mm
Diameter kaki pinion (D_{f12})	: 114 mm
Diameter kaki roda gigi (D_{f13})	: 100,5 mm
Tinggi gigi (H)	: 6,75 mm

Bahan pinion SNC 2 , dengan

Kekuatan tarik (σ_B)	: 85 kg/mm ²
Tegangan lentur ijin (σ_a)	: 40 kg/mm ²
Kekerasan bahan (H_B)	: 248 – 302

Bahan roda gigi S35C dengan

Kekuatan tarik (σ_B)	: 52 kg/mm ²
Tegangan lentur ijin (σ_a)	: 26 kg/mm ²
Kekerasan bahan (H_B)	: 149 – 207
Modul gigi (M)	: 3
Lebar gigi / modul	: 18/2

h. Pasangan roda gigi Z_{14} dan Z_{17} .

Daya rencana (P_d)	: 2,86 kW
Diameter lingkaran jarak bagi pinion (D_{14})	: 186 mm
Diameter lingkaran jarak bagi roda gigi (D_{17})	: 102 mm
Jarak sumbu poros (A_0)	: 144 mm
Diameter kepala pinion (D_{k14})	: 192 mm
Diameter kepala roda gigi (D_{k17})	: 108 mm
Diameter kaki pinion (D_{f14})	: 178,336 mm
Diameter kaki roda gigi (D_{f17})	: 94,336 mm
Tinggi gigi (H)	: 6,8 mm
<u>Bahan pinion SNC 2 , dengan</u>	
Kekuatan tarik (σ_B)	: 85 kg/mm ²
Tegangan lentur ijin (σ_a)	: 40 kg/mm ²
Kekerasan bahan (H_B)	: 248 – 302
<u>Bahan roda gigi S45C dengan</u>	
Kekuatan tarik (σ_B)	: 58 kg/mm ²
Tegangan lentur ijin (σ_a)	: 30 kg/mm ²
Kekerasan bahan (H_B)	: 167 – 229
Modul gigi (M)	: 3
Lebar gigi / modul	: 24/3

i. Pasangan roda gigi Z_{15} dan Z_{16} .

Daya rencana (P_d)	: 2,86 kW
Diameter lingkaran jarak bagi pinion (D_{15})	: 130,451 mm
Diameter lingkaran jarak bagi roda gigi (D_{16})	: 157,549 mm
Jarak sumbu poros (A_0)	: 144 mm
Diameter kepala pinion (D_{k15})	: 136 mm
Diameter kepala roda gigi (D_{k16})	: 163,2 mm
Diameter kaki pinion (D_{f15})	: 123,612 mm
Diameter kaki roda gigi (D_{f16})	: 150,8 mm
Tinggi gigi (H)	: 6,2 mm
<u>Bahan pinion SNC 2 , dengan</u>	
Kekuatan tarik (σ_B)	: 85 kg/mm ²
Tegangan lentur ijin (σ_a)	: 40 kg/mm ²
Kekerasan bahan (H_B)	: 248 – 302
<u>Bahan roda gigi SNC 2 dengan</u>	
Kekuatan tarik (σ_B)	: 85 kg/mm ²
Tegangan lentur ijin (σ_a)	: 40 kg/mm ²
Kekerasan bahan (H_B)	: 248 – 302
Modul gigi (M)	: 2,75
Lebar gigi / modul	: 27/2,75

Poros

Poros	Bahan	Diameter (ds) (mm)	Ukuran pasak (mm)	Alur pasak (mm)
I	S 45 C	32	i. 10×8 ii. 10×8 iii. 10×8	i. 10×8× filet 0,4 ii. 10×8× filet 0,4 iii. 10×8× filet 0,4
II	S 45 C	45	i. 14×19 ii. 14×19	i. 14×9× filet 0,4 ii. 14×9× filet 0,4
III	SNC 2	38	---	---
IV	S 45 C	65	i. 20×12 ii. 20×12 iii. 20×12	i. 20×12× filet 0,6 ii. 20×12× filet 0,6 iii. 20×12× filet 0,6

Bantalan Gelinding

Jenis Bantalan : Bantalan gelinding baris tunggal alur dalam

Nomor Bantalan

A	: Koyo-6007	B	: Koyo-60/32
C	: Koyo-6909	D	: Koyo-6010
E	: Koyo-6209	F	: Koyo-6908
G	: Koyo-6908	I	: Koyo-6213
J	: Koyo-6213		

Umur Bantalan

A	: 23707 Jam	B	: 632592 Jam
C	: 1039263 Jam	D	: 31690 Jam
E	: 10237 Jam	F	: 318113 Jam
G	: 111428 Jam	I	: 67032 Jam
J	: 67032 Jam		

Jenis Bantalan		: Bantalan rol kerucut baris tunggal
Nomor Bantalan	H	: Koyo-32013 J
Nomor Bantalan	K	: Koyo-32013 J
Umur Bantalan	H	: 178684 Jam
Umur Bantalan	K	: 82108 Jam

Pasak :

Poros	Bahan pasak	Ukuran pasak (mm)	Alur pasak (mm)	t_1 (mm)	t_2 (mm)	L_k (mm)	
I	FC 25	1	10×8	10×8× filet 0,4	5	3,3	36
		2	10×8	10×8× filet 0,4	5	3,3	25
		3	10×8	10×8× filet 0,4	5	3,3	25
		4	10×8	10×8× filet 0,4	5	3,3	28
II	FC 25	5	14×9	14×9× filet 0,4	5,5	3,8	36
		6	14×9	14×9× filet 0,4	5,5	3,8	36
IV	FC 25	7	20×12	20×12× filet 0,6	7,5	4,9	50
		8	20×12	20×12× filet 0,6	7,5	4,9	50
		9	20×12	20×12× filet 0,6	7,5	4,9	25

Spline :

Poros II:

Spesifikasi *spline* dari poros II adalah sebagai berikut:

Diameter dasar (d_1) = 46 mm

Diameter luar (d_2) = 50 mm.

Panjang spline (L) = 209 mm

Lebar pasak (B) = 9 mm

Tinggi pasak (h) = 2 mm

Jumlah profil pasak (N) = 8 profil

Poros III:

Spesifikasi *spline* dari poros III adalah sebagai berikut:

Diameter dasar (d_1) = 42 mm;

Diameter luar (d_2) = 46 mm.

Panjang spline (L) = 215 mm

Lebar pasak (B) = 8 mm

Tinggi pasak (h) = 2 mm

Jumlah profil pasak (N) = 8 profil

Pelumasan :

Minyak pelumas yang digunakan dalam perancangan mesin bubut ini adalah minyak pelumas yang digolongkan dalam kelas viskositas ISO VG 68, yaitu minyak pelumas dengan bahan penahan aus, dan jenis pelumasan yang cocok adalah pelumasan celup.

BAB V

Kesimpulan dan Penutup

A. Kesimpulan

Dalam persoalan tugas akhir ini telah dirancang sebuah mesin bubut dengan kapasitas daya motor sebesar 2,2 kW dan memiliki putaran 1435 rpm. Mesin ini merupakan perancangan ulang dari mesin bubut CD 6250 B yang menggunakan daya motor yang lebih besar yaitu sebesar 7,5 kW dan putaran motor 1440 rpm.

Perancangan ini hanya mengambil pola susunan transmisi yang sama dengan mesin bubut CD 6250 B, dan setelah melakukan perhitungan diperoleh bahwa mesin CD 6250 B buatan RRC ini tergolong mesin yang diatas standar, karena terdapat beberapa perubahan – perubahan mulai dari daya motor, kecepatan sampai pada jumlah gigi.

Perancangan ini menggunakan motor dengan daya 2,2 kW dan putaran 1435 rpm. Mesin ini menggunakan transmisi sabuk dan transmisi roda gigi lurus sebagai penerus putaran. Mesin ini memiliki 15 macam variasi kecepatan.

Minyak pelumas yang digunakan dalam perancangan mesin bubut ini adalah minyak pelumas dengan bahan penahan aus, dan jenis pelumasan yang cocok adalah pelumasan celup.

B. Penutup

Mesin bubut ini merupakan mesin yang lebih diperuntukkan untuk industri – industri menengah, karena mesin ini tergolong cukup besar dalam hal spesifikasi dan juga dengan jumlah kecepatan yang banyak maka akan sangat berguna untuk pengerjaan yang relatif lebih besar, karena mesin ini dapat membantu masyarakat yang berwirausaha dalam bidang perbengkelan juga, jadi tidak hanya digunakan oleh industri – industri besar.

Mesin ini dirancang sesederhana dan semurah mungkin, tanpa mengesampingkan kemampuan, kualitas dan umur mesin, sehingga dapat terjangkau oleh semua pihak, termasuk usaha atau industri kecil sekalipun.

Penulis menyadari keterbatasannya dalam merancang, sehingga hasil rancangan ini pun masih belum sempurna. Oleh karena itu penulis sangat mengharapkan saran dan masukan yang akan sangat berguna bagi penulis dalam perancangan selanjutnya.

DAFTAR PUSTAKA

Amstead, B.H; Ostwald P.F; Begeman; Myron.B.L; alih bahasa : Priambodo , Bambang. 1992.*Teknologi Mekanik jilid 2 edisi – 7* . Penerbit Erlangga.

Gere dan Timoshenko, 1996, *Mekanika Bahan* (Edisi Kedua Versi SI). Jakarta : Penerbit Erlangga.

Hartanto, N.S. dan Sato, T.G. 1999, *Menggambar Mesin Menurut Standar ISO*, Jakarta : PT. Pradnya Paramita.

Holman, J.P , *Perpindahan Kalor*. : Penerbit Erlangga.

Juvinall, R.C,1983, *Fundamentals Of Machine Component Design*

Love.G dan Harun A.R.1986, *Teori Dan Praktek Kerja Logam* (Edisi Ketiga), Penerbit Erlangga.

Malau, Viktor,1999, *Diktat Elemen Mesin II*

Mehta.N.K., *Machine Tool Design*.

N.Chernov, *Machine Tools*.

Rines, 2005, *Bahan Ajar Statika II*.

Shigley, E.J. dan Mitchell, D.L, 1986, *Perencanaan Teknik Mesin* (Edisi Keempat). Jakarta : Penerbit Erlangga.

Stolk, J. dan Kross, C, 1986. *Elemen Mesin, Elemen Konstruksi Bangunan Mesin* (Edisi Ke-21), Jakarta : Penerbit Erlangga.

Sularso dan Suga, K, 1997, *Dasar Perencanaan dan Penilaian Elemen Mesin*, Jakarta : PT. Pradnya Paramita.

Sudibyoy, B, *Transmisi Sabuk*, Akademi Tehnik Mesin Industri (ATMI) Surakarta.

Sudibyoy, B. *Poros Penyangga dan Poros Transmisi*. Akademi Tehnik Mesin Industri (ATMI) Surakarta.

_____, *Decker Maschinenelemente Gestaltung und Berechnung*. Roda Gigi jilid 1. Akademi Tehnik Mesin Industri (ATMI) Surakarta.

_____, *Koyo Ball and Roller Bearings General Catalog*. KOYO SEIKO CO., LTD .

LAMPIRAN

Lampiran 1. Program Roda Gigi Lurus Standar

! Last change: SP 29 Oct 2004 1:05 pm

PROGRAM RODAGIGILURUSSTANDAR

CHARACTER*30 BHNGP,BHNG

CHARACTER (LEN=200)::JUDUL="PROGRAM PERENCANAAN RODA
GIGI LURUS STANDAR"

REAL N1

open (100,'Rg-lurus.txt')

WRITE (*,250)

WRITE (100,250)

250 FORMAT (2x,'RODA GIGI LURUS STANDAR')

200 PRINT 1,JUDUL

1 FORMAT (20X,A50)

WRITE (*,1)

WRITE (100,1)

! STEP 1

WRITE(*,3)

3 FORMAT(2X,'DAYA YANG AKAN DI TRANSMISIKAN P(KW) =')

READ(*,*)P

WRITE (100,500)P

500 FORMAT (5X,'DAYA YANG AKAN DI TRANSMISIKAN P(KW)
= ',F8.3)

WRITE(*,4)

```
4 FORMAT(2X,'PUTARAN POROS N1(RPM)           =')
READ(*,*)N1
WRITE (100,501)N1
501 FORMAT (5X,'PUTARAN POROS N1(RPM)       =',F8.3)
WRITE(*,5)
5 FORMAT(2X,'PERBANDINGAN REDUKSI i         =')
READ(*,*)HI
WRITE (100,502)HI
502 FORMAT (5X,'PERBANDINGAN REDUKSI i     =',F8.3)
WRITE(*,6)
6 FORMAT(2X,'JARAK SUMBU POROS a(mm)        =')
READ(*,*)A
WRITE (100,503)A
503 FORMAT (5X,'JARAK SUMBU POROS a(mm)    =',F8.3)
! STEP 2
WRITE(*,7)
7 FORMAT(2X,'FAKTOR KOREKSI fc              =')
READ(*,*)FC
WRITE (100,504)FC
504 FORMAT (5X,'FAKTOR KOREKSI fc          =',F8.3)
! STEP 3
PD=FC*P
WRITE(*,8)PD
```

```

8 FORMAT(2X,'DAYA RENCANA PD(KW)           =',F8.3)

WRITE (100,505)PD

505 FORMAT (5X,'DAYA RENCANA PD(KW)       =',F8.3)

! STEP 4

d1=2*A*HI/(1+HI)

d2=2*A/(1+HI)

WRITE(*,9)d1

9 FORMAT(2X,'DIAMETER SEM LINGK JARAK BAGI d1(mm)   =',F8.3)

WRITE (100,506)d1

506 FORMAT (5X,'DIAMETER SEM LINGK JARAK BAGI d1(mm)

=,F8.3)

WRITE(*,10)d2

10 FORMAT(2X,'DIAMETER SEM LINGK JARAK BAGI d2(mm)   =',F8.3)

WRITE (100,507)d2

507 FORMAT (5X,'DIAMETER SEM LINGK JARAK BAGI d2(mm) =,F8.3)

! STEP 5

66 WRITE(*,11)

11 FORMAT(2X,'MODUL PAHAT M                   =')

READ(*,*)HM

WRITE (100,508)HM

508 FORMAT (5X,'MODUL PAHAT M               =',F8.3)

WRITE(*,12)

12 FORMAT(2X,'SUDUT TEKANAN PAHAT ALFA (DERAJAT) =')

```

```
READ(*,*)SD
WRITE (100,509)SD
509 FORMAT (5X,'SUDUT TEKANAN PAHAT ALFA (DERAJAT)   =',F8.3)
! STEP 6
Z1=d1/HM
z2=d2/HM
WRITE(*,13)Z1
13 FORMAT(2X,'JUMLAH GIGI PINYON Z1           =',F8.3)
WRITE (100,510)Z1
510 FORMAT (5X,'JUMLAH GIGI PINYON Z1       =',F8.3)
WRITE(*,14)Z2
14 FORMAT(2X,'JUMLAH GIGI BESAR  Z2           =',F8.3)
WRITE (100,511)Z2
511 FORMAT (5X,'JUMLAH GIGI BESAR  Z2       =',F8.3)
WRITE(*,15)
15 FORMAT(2X,'PEMBULATAN JUMLAH GIGI Z1       =')
READ(*,*)Z1
WRITE (100,512)Z1
512 FORMAT (5X,'PEMBULATAN JUMLAH GIGI BESAR Z1   =',F8.3)
WRITE(*,16)
16 FORMAT(2X,'PEMBULATAN JUMLAH GIGI Z2           =')
READ(*,*)Z2
WRITE (100,513)Z2
```

```
513 FORMAT (5X,'PEMBULATAN JUMLAH GIGI BESAR Z2      =',F8.3)
```

```
RE=Z1/Z2
```

```
WRITE(*,17)RE
```

```
17 FORMAT(2X,'REDUKSI RODA GIGI (R)                =',F8.3)
```

```
WRITE (100,514)RE
```

```
514 FORMAT (5X,'REDUKSI RODA GIGI (R)              =',F8.3)
```

```
! STEP 7
```

```
do1=z1*HM
```

```
do2=z2*HM
```

```
ao =(do1+do2)/2
```

```
WRITE(*,18)do1
```

```
18 FORMAT(2X,'DIAMETER LINGKARAN JARAK BAGI do1(mm)  
= ',F8.3)
```

```
WRITE (100,515)do1
```

```
515 FORMAT (5X,'DIAMETER LINGKARAN JARAK BAGI do1(mm)  
= ',F8.3)
```

```
WRITE(*,19)do2
```

```
19 FORMAT(2X,'DIAMETER LINGKARAN JARAK BAGI do2(mm)  
= ',F8.3)
```

```
WRITE (100,516)do2
```

```
516 FORMAT (5X,'DIAMETER LINGKARAN JARAK BAGI do2(mm)  
= ',F8.3)
```

```
WRITE(*,20)ao
```



```

20 FORMAT(2X,'JARAK SUMBU POROS (ao)mm   =',F8.3)
WRITE (100,517)ao
517 FORMAT (5X,'JARAK SUMBU POROS (ao)mm   =',F8.3)
! STEP 8
WRITE(*,21)
21 FORMAT(2X,'KELONGGARAN SISI CO (mm)           =')
READ(*,*)CO
WRITE (100,518)CO
518 FORMAT (5X,'KELONGGARAN SISI CO (mm)   =',F8.3)
WRITE(*,22)
22 FORMAT(2X,'KELONGGARAN PUNCAK CK (mm)           =')
READ(*,*)HCK
WRITE (100,519)HCK
519 FORMAT (5X,'KELONGGARAN PUNCAK CK (mm)   =',F8.3)
! STEP 9
dk1=(z1+2)*HM
dk2=(z2+2)*HM
df1=(Z1-2)*HM-2*HCK
df2=(Z2-2)*HM-2*HCK
H=(2*HM)+HCK
WRITE(*,23)dk1
23 FORMAT(2X,'DIAMETER KEPALA (dk1)mm           =',F8.3)
WRITE (100,520)dk1

```

```
520 FORMAT (5X,'DIAMETER KEPALA (dk1)mm      =',F8.3)
WRITE(*,24)dk2
24 FORMAT(2X,'DIAMETER KEPALA (dk2)mm        =',F8.3)
WRITE (100,521)dk2
521 FORMAT (5X,'DIAMETER KEPALA (dk2)mm      =',F8.3)
WRITE(*,25)df1
25 FORMAT(2X,'DIAMETER KAKI  (df1)mm         =',F8.3)
WRITE (100,522)df1
522 FORMAT (5X,'DIAMETER KAKI  (df1)mm       =',F8.3)
WRITE(*,26)df2
26 FORMAT(2X,'DIAMETER KAKI  (df2)mm         =',F8.3)
WRITE (100,523)df2
523 FORMAT (5X,'DIAMETER KAKI  (df2)mm       =',F8.3)
WRITE(*,27)H
27 FORMAT(2X,'TINGGI KAKI   (H)mm            =',F8.3)
WRITE (100,524)H
524 FORMAT (5X,'TINGGI KAKI   (H)mm          =',F8.3)

! STEP 10
WRITE(*,28)
28 FORMAT(2X,'FAKTOR BENTUK GIGI Y1          =')
READ(*,*)Y1
WRITE (100,525)Y1
525 FORMAT (5X,'FAKTOR BENTUK GIGI Y1      =',F8.3)
```

```

WRITE(*,29)
29 FORMAT(2X,'FAKTOR BENTUK GIGI Y2           =')
READ(*,*)Y2
WRITE (100,526)Y2
526 FORMAT (5X,'FAKTOR BENTUK GIGI Y2      =',F8.3)

! STEP 11
V=(3.14*do1*N1)/(60*1000)
FT=(102*PD)/V
WRITE(*,30)V
30 FORMAT(2X,'KECEPATAN KELILING V(m/s)      =',F8.3)
WRITE (100,527)V
527 FORMAT (5X,'KECEPATAN KELILING V(m/s)    =',F8.3)
WRITE(*,31)FT
31 FORMAT(2X,'GAYA TANGENSIAL   Ft(Kg)        =',F8.3)
WRITE (100,528)FT
528 FORMAT (5X,'GAYA TANGENSIAL   Ft(Kg)      =',F8.3)

! STEP 12
FV=6/(6+V)
WRITE(*,32)FV
32 FORMAT(2X,'FAKTOR DINAMIS   FV            =',F8.3)
WRITE (100,529)FV
529 FORMAT (5X,'FAKTOR DINAMIS   FV          =',F8.3)

! STEP 13

```

```
WRITE(*,300)
300 FORMAT (2x,'PINYON',A9)
WRITE (100,301)
301 FORMAT (5X,'PINYON'      ,A9)
WRITE(*,33)
33 FORMAT(2X,'BAHAN RODA GIGI PINYON BHNGP      = ')
READ(*,'(A)')BHNGP
WRITE (100,530)BHNGP
530 FORMAT (5X,'BAHAN RODA GIGI PINYON BHNGP      =' ,A9)
WRITE(*,34)
34 FORMAT(2X,'KEKUATANTARIK BAHAN RG PINYON TB1(Kg/mm2)= ')
READ(*,*)TB1
WRITE (100,531)TB1
531 FORMAT (5X,'KEKUATAN TARIK BAHAN RG PINYON
TB1(Kg/mm2)=' ,F8.3)
WRITE(*,35)
35 FORMAT(2X,'KEKERASAN PERMUKAAN SISI GIGI HB1(rata rata) = ')
READ(*,*)HB1
WRITE (100,532)HB1
532 FORMAT (5X,'KEKRASANPEMUKAAN SISI GIGI HB1(rata rata)=' ,F8.3)
WRITE(*,302)
302 FORMAT (2x,'RODA GIGI YANG DIGERAKAN',A9)
WRITE (100,303)
```

```
303 FORMAT (5X,'RODA GIGI YANG DIGERAKAN' ,A9)
WRITE(*,36)
36 FORMAT(2X,'BAHAN RODA GIGI YANG DI GERAKAN BHNG =')
READ(*,'(A)')BHNG
WRITE (100,533)BHNG
533 FORMAT (5X,'BAHAN RODA GIGI YANG DI GERAKAN BHNG =',A9)
WRITE(*,37)
37 FORMAT(2X,'KEKUATAN TARIK BAHAN RG BESAR (TB2)kg/mm2 =')
READ(*,*)TB2
WRITE (100,534)TB2
534 FORMAT (5X,'KEKUATANTARIK BAHAN RG BESAR (TB2)kg/mm2
=',F8.3)
WRITE(*,38)
38 FORMAT(2X,'KEKERASAN PERMUKAAN SISI GIGI HB2 =')
READ(*,*)HB2
WRITE (100,535)HB2
535 FORMAT (5X,'KEKERASAN PERMUKAAN SISI GIGI HB2 =',F8.3)
! STEP 14
WRITE(*,39)
39 FORMAT(2X,'TEGANGAN LENTUR IJIN RG PINYON (kg/mm2) =')
READ(*,*)TA1
WRITE (100,536)TA1
```

```

536 FORMAT (5X,'TEGANGAN LENTUR IJIN RG PINYON (kg/mm2)
=',F8.3)
WRITE(*,40)
40 FORMAT(2X,'TEGANGAN LENTUR IJIN RG BESAR (kg/mm2) = ')
READ(*,*)TA2
WRITE (100,537)TA2
537 FORMAT (5X,'TEGANGAN LENTUR IJIN RG BESAR (kg/mm2) =',F8.3)
WRITE(*,41)
41 FORMAT(2X,'FAKTOR TEGANGAN KONTAK KH = ')
READ(*,*)TKH
WRITE (100,538)TKH
538 FORMAT (5X,'FAKTOR TEGANGAN KONTAK KH =',F8.3)
! STEP 15
Fb1=TA1*HM*Y1*FV
Fb2=TA2*HM*Y2*FV
FH=(FV*TKH*do1*2*z2)/(z1+z2)
FMIN=FH
WRITE(*,42)Fb1
42 FORMAT(2X,'BEBAN LENTUR YANG DIIZINKAN Fb1(Kg/mm) =',F8.3)
WRITE (100,539)FB1
539 FORMAT (5X,'BEBAN LENTUR YANG DIIZINKAN Fb1(Kg/mm)
=',F8.3)
WRITE(*,43)Fb2

```

43 FORMAT(2X,'BEBAN LENTUR YANG DIIZINKAN Fb2(Kg/mm) =',F8.3)

WRITE (100,540)FB2

540 FORMAT (5X,'BEBAN LENTUR YANG DIIZINKAN Fb2(Kg/mm)=',F8.3)

WRITE(*,44)FH

44 FORMAT(2X,'BEBAN PERMUKAAN YANG DIIZINKAN FH(kg/mm)

=',F8.3)

WRITE (100,541)FH

541 FORMAT (5X,'BEBAN PERMUKAAN YG DIIZINKAN FH(kg/mm)

=',F8.3)

! STEP 16

b=FT/FMIN

WRITE(*,45)b

45 FORMAT(2X,'LEBAR SISI b (mm) =',F8.3)

WRITE (100,542)B

542 FORMAT (5X,'LEBAR SISI b (mm) =',F8.3)

WRITE(*,46)

46 FORMAT(2X,'PEMBULATAN b (mm) =')

READ(*,*)b

WRITE (100,543)B

543 FORMAT (5X,'PEMBULATAN b (mm) =',F8.3)

! STEP 17

D=b/HM

WRITE(*,47)D

```

47 FORMAT(2X,'HARGA PERBANDINGAN D           =',F8.3)
WRITE (100,544)D
544 FORMAT (5X,'HARGA PERBANDINGAN D       =',F8.3)
IF (D.GT.10)GO TO 66
WRITE(*,48)
48 FORMAT(2X,'D LEBIH KECIL DARI SEPULUH')
WRITE (100,545)D
545 FORMAT (5X,'D LEBIH KECIL DARI SEPULUH   =',F8.3)
WRITE(*,304)
304 FORMAT (2x,'BAIK UNTUK DIGUNAKAN' ,A9)
WRITE (100,305)
305 FORMAT (5X,'BAIK UNTUK DIGUNAKAN'      ,A9)
! STEP 18
WRITE(*,49)HM
49 FORMAT(2X,'MODUL PAHAT M                   =',F8.3)
WRITE (100,546)HM
546 FORMAT (5X,'MODUL PAHAT M           =',F8.3)
WRITE(*,50)SD
50 FORMAT(2X,'SUDUT TEKANAN PAHAT ALFA       =',F8.3)
WRITE (100,547)SD
547 FORMAT (5X,'SUDUT TEKANAN PAHAT ALFA   =',F8.3)
WRITE(*,51)Z1
51 FORMAT(2X,'JUMLAH GIGI RODA GIGI PINYON Z1 =',F8.3)

```



```

WRITE (100,548)Z1
548 FORMAT (5X,'JUMLAH GIGI RODA GIGI PINYON Z1      =',F8.3)
WRITE(*,52)Z2
52 FORMAT(2X,'JUMLAH GIGI RODA GIGI BESAR Z2        =',F8.3)
WRITE (100,549)Z2
549 FORMAT (5X,'JUMLAH GIGI RODA GIGI BESAR Z2      =',F8.3)
WRITE(*,53)ao
53 FORMAT(2X,'JARAK SUMBU POROS ao(mm)              =',F8.3)
WRITE (100,550)ao
550 FORMAT (5X,'JARAK SUMBU POROS (ao)mm            =',F8.3)
WRITE(*,54)dk1
54 FORMAT(2X,'DIAMETER KEPALA RODA GIGI dk1(mm)     =',F8.3)
WRITE (100,551)DK1
551 FORMAT (5X,'DIAMETER KEPALA RODA GIGI dk1(mm)   =',F8.3)
WRITE(*,55)dk2
55 FORMAT(2X,'DIAMETER KEPALA RODA GIGI dk2(mm)     =',F8.3)
WRITE (100,552)DK2
552 FORMAT (5X,'DIAMETER KEPALA RODA GIGI dk2(mm)   =',F8.3)
WRITE(*,56)b
56 FORMAT(2X,'LEBAR SISI GIGI b(mm)                  =',F8.3)
WRITE (100,553)b
553 FORMAT (5X,'LEBAR SISI GIGI b(mm)                =',F8.3)
WRITE(*,57)BHNGP

```

```
57 FORMAT(2X,'BAHAN RODA GIGI DAN PERLAKUAN PANAS   =',A9)
WRITE (100,554)BHNGP
554 FORMAT (5X,'BAHAN RODA GIGI DAN PERLAKUAN PANAS   =',A9)
WRITE(*,58)TB1
58 FORMAT(2X,'KEKUATAN TARIK BAHAN TB1(kg/mm2)       =',F8.3)
WRITE (100,555)TB1
555 FORMAT (5X,'KEKUATAN TARIK BAHAN TB1(kg/mm2)     =',F8.3)
WRITE(*,59)HB1
59 FORMAT(2X,'KEKERASAN PERMUKAAN SISI GIGI HB1(rata rata)
=,F8.3)
WRITE (100,556)HB1
556 FORMAT (5X,'KEKERASAN PERMUKAAN SISI GIGI HB1(rata rata)
=,F8.3)
WRITE(*,60)BHNG
60 FORMAT(2X,'BAHAN RODA GIGI DAN PERLAKUAN PANAS   =',A9)
WRITE (100,557)BHNG
557 FORMAT (5X,'BAHAN RODA GIGI DAN PERLAKUAN PANAS   =',A9)
WRITE(*,61)TB2
61 FORMAT(2X,'KEKUATAN TARIK BAHAN TB2(kg/mm2)       =',F8.3)
WRITE (100,558)TB2
558 FORMAT (5X,'KEKUATAN TARIK BAHAN TB2(kg/mm2)     =',F8.3)
WRITE(*,62)HB2
```

```
62 FORMAT(2X,'KEKERASAN PERMUKAAN SISI GIGI HB2(rata rata)
=','F8.3)
WRITE (100,559)HB2
559 FORMAT (5X,'KEKERASAN PERMUKAAN SISI GIGI HB2(rata rata)
=','F8.3)
WRITE(*,63)CO
63 FORMAT(2X,'KELONGGARAN SISI CO (mm)           =','F8.3)
WRITE (100,560)CO
560 FORMAT (5X,'KELONGGARAN SISI CO (mm)       =','F8.3)
close (100)
STOP
END
```

Lampiran 2. Hasil Perhitungan Roda Gigi Lurus (Z_1 - Z_4).

DAYA YANG AKAN DI TRANSMISIKAN P(KW)	= 2.200
PUTARAN POROS N1(RPM)	= 900.000
PERBANDINGAN REDUKSI i	= 0.818
JARAK SUMBU POROS a (mm)	= 120.000
FAKTOR KOREKSI f_c	= 1.300
DAYA RENCANA PD(KW)	= 2.860
DIAMETER SEM LINGK JARAK BAGI d_1 (mm)	= 107.987
DIAMETER SEM LINGK JARAK BAGI d_2 (mm)	= 132.013
MODUL PAHAT M	= 3.000
SUDUT TEKANAN PAHAT ALFA (DERAJAT)	= 20.000
JUMLAH GIGI PINYON Z_1	= 35.996
JUMLAH GIGI BESAR Z_2	= 44.004
PEMBULATAN JUMLAH GIGI BESAR Z_1	= 36.000
PEMBULATAN JUMLAH GIGI BESAR Z_2	= 44.000
REDUKSI RODA GIGI (R)	= 0.818
DIAMETER LINGKARAN JARAK BAGI d_{o1} (mm)	= 108.000
DIAMETER LINGKARAN JARAK BAGI d_{o2} (mm)	= 132.000
JARAK SUMBU POROS (a_o)mm	= 120.000
KELONGGARAN SISI CO (mm)	= 0.000
KELONGGARAN PUNCAK CK (mm)	= 0.750
DIAMETER KEPALA (d_{k1})mm	= 114.000
DIAMETER KEPALA (d_{k2})mm	= 138.000

DIAMETER KAKI (d_{f1})mm	= 100.500
DIAMETER KAKI (d_{f2})mm	= 124.500
TINGGI KAKI (H)mm	= 6.750
FAKTOR BENTUK GIGI Y1	= 0.377
FAKTOR BENTUK GIGI Y2	= 0.397
KECEPATAN KELILING V (m/s)	= 5.087
GAYA TANGENSIAL F_t (Kg)	= 57.348
FAKTOR DINAMIS F_V	= 0.541
PINYON	
BAHAN RODA GIGI PINYON BHNGP	= S35C
KEKUATAN TARIK BAHAN RG PINYON TB1(Kg/mm ²)	= 52.000
KEKERASAN PERMUKAAN SISI GIGI HB1(rata rata)	= 200.000
RODA GIGI YANG DIGERAKAN	
BAHAN RODA GIGI YANG DI GERAKAN BHNG	= S35C
KEKUATAN TARIK BAHAN RG BESAR (TB2)kg/mm ²	= 52.000
KEKERASAN PERMUKAAN SISI GIGI HB2	= 150.000
TEGANGAN LENTUR IJIN RG PINYON (kg/mm ²)	= 26.000
TEGANGAN LENTUR IJIN RG BESAR (kg/mm ²)	= 26.000
FAKTOR TEGANGAN KONTAK KH	= 0.039
BEBAN LENTUR YANG DIIZINKAN F_{b1} (Kg/mm)	= 15.914
BEBAN LENTUR YANG DIIZINKAN F_{b2} (Kg/mm)	= 16.758
BEBAN PERMUKAAN YANG DIIZINKAN F_H (kg/mm)	= 2.507
LEBAR SISI b (mm)	= 22.872

PEMBULATAN b (mm)	= 23.000
HARGA PERBANDINGAN D	= 7.667
D LEBIH KECIL DARI SEPULUH	= 7.667
BAIK UNTUK DIGUNAKAN	
MODUL PAHAT M	= 3.000
SUDUT TEKANAN PAHAT ALFA	= 20.000
JUMLAH GIGI RODA GIGI PINYON Z_1	= 36.000
JUMLAH GIGI RODA GIGI BESAR Z_2	= 44.000
JARAK SUMBU POROS (a_0)mm	= 120.000
DIAMETER KEPALA RODA GIGI dk_1 (mm)	= 114.000
DIAMETER KEPALA RODA GIGI dk_2 (mm)	= 138.000
LEBAR SISI GIGI b (mm)	= 23.000
BAHAN RODA GIGI DAN PERLAKUAN PANAS	= S35C
KEKUATAN TARIK BAHAN TB1(kg/mm ²)	= 52.000
KEKERASAN PERMUKAAN SISI GIGI HB1(rata rata)	= 200.000
BAHAN RODA GIGI DAN PERLAKUAN PANAS	= S35C
KEKUATAN TARIK BAHAN TB2(kg/mm ²)	= 52.000
KEKERASAN PERMUKAAN SISI GIGI HB2(rata rata)	= 150.000
KELONGGARAN SISI CO (mm)	= 0.000

Lampiran 3. Hasil Perhitungan Roda Gigi Lurus (Z_2 - Z_6).

DAYA YANG AKAN DI TRANSMISIKAN P(KW)	= 2.200
PUTARAN POROS N1(RPM)	= 900.000
PERBANDINGAN REDUKSI i	= 1.145
JARAK SUMBU POROS a(mm)	= 120.000
FAKTOR KOREKSI f_c	= 1.300
DAYA RENCANA PD(KW)	= 2.860
DIAMETER SEM LINGK JARAK BAGI d_1 (mm)	= 128.112
DIAMETER SEM LINGK JARAK BAGI d_2 (mm)	= 111.888
MODUL PAHAT M	= 2.250
SUDUT TEKANAN PAHAT ALFA (DERAJAT)	= 20.000
JUMLAH GIGI PINYON Z_1	= 54.984
JUMLAH GIGI BESAR Z_2	= 48.021
PEMBULATAN JUMLAH GIGI BESAR Z_1	= 54.000
PEMBULATAN JUMLAH GIGI BESAR Z_2	= 48.000
REDUKSI RODA GIGI (R)	= 1.125
DIAMETER LINGKARAN JARAK BAGI d_{o1} (mm)	= 125.820
DIAMETER LINGKARAN JARAK BAGI d_{o2} (mm)	= 111.840
JARAK SUMBU POROS (a_o)mm	= 118.830
KELONGGARAN SISI CO (mm)	= 0.000
KELONGGARAN PUNCAK CK (mm)	= 0.580
DIAMETER KEPALA (d_{k1})mm	= 130.480
DIAMETER KEPALA (d_{k2})mm	= 116.500

DIAMETER KAKI (d_{f1})mm	= 120.000
DIAMETER KAKI (d_{f2})mm	= 106.020
TINGGI KAKI (H)mm	= 5.240
FAKTOR BENTUK GIGI Y1	= 0.414
FAKTOR BENTUK GIGI Y2	= 0.404
KECEPATAN KELILING V(m/s)	= 5.926
GAYA TANGENSIAL F_t (Kg)	= 49.226
FAKTOR DINAMIS F_V	= 0.503
PINYON	
BAHAN RODA GIGI PINYON BHNGP	= S35C
KEKUATAN TARIK BAHAN RG PINYON TB1(Kg/mm ²)	= 52.000
KEKERASAN PERMUKAAN SISI GIGI HB1(rata rata)	= 200.000
RODA GIGI YANG DIGERAKAN	
BAHAN RODA GIGI YANG DI GERAKAN BHNG	= S35C
KEKUATAN TARIK BAHAN RG BESAR (TB2)kg/mm ²	= 52.000
KEKERASAN PERMUKAAN SISI GIGI HB2	= 150.000
TEGANGAN LENTUR IJIN RG PINYON (kg/mm ²)	= 26.000
TEGANGAN LENTUR IJIN RG BESAR (kg/mm ²)	= 26.000
FAKTOR TEGANGAN KONTAK KH	= 0.039
BEBAN LENTUR YANG DIIZINKAN F_{b1} (Kg/mm)	= 12.618
BEBAN LENTUR YANG DIIZINKAN F_{b2} (Kg/mm)	= 12.313
BEBAN PERMUKAAN YANG DIIZINKAN F_H (kg/mm)	= 2.323
LEBAR SISI b (mm)	= 21.186

PEMBULATAN b (mm)	= 21.5
HARGA PERBANDINGAN D	= 9.013
D LEBIH KECIL DARI SEPULUH	= 9.013
BAIK UNTUK DIGUNAKAN	
MODUL PAHAT M	= 2.250
SUDUT TEKANAN PAHAT ALFA	= 20.000
JUMLAH GIGI RODA GIGI PINYON Z_1	= 54.000
JUMLAH GIGI RODA GIGI BESAR Z_2	= 48.000
JARAK SUMBU POROS (a_o)mm	= 118.830
DIAMETER KEPALA RODA GIGI dk_1 (mm)	= 130.480
DIAMETER KEPALA RODA GIGI dk_2 (mm)	= 116.500
LEBAR SISI GIGI b (mm)	= 21.5
BAHAN RODA GIGI DAN PERLAKUAN PANAS	= S35C
KEKUATAN TARIK BAHAN TB1(kg/mm ²)	= 52.000
KEKERASAN PERMUKAAN SISI GIGI HB1(rata rata)	= 200.000
BAHAN RODA GIGI DAN PERLAKUAN PANAS	= S35C
KEKUATAN TARIK BAHAN TB2(kg/mm ²)	= 52.000
KEKERASAN PERMUKAAN SISI GIGI HB2(rata rata)	= 150.000
KELONGGARAN SISI CO (mm)	= 0.000
PINYON	
BAHAN RODA GIGI PINYON BHNGP	= S35C
KEKUATAN TARIK BAHAN RG PINYON TB1(Kg/mm ²)	= 52.000
KEKERASAN PERMUKAAN SISI GIGI HB1(rata rata)	= 200.000

RODA GIGI YANG DIGERAKAN

BAHAN RODA GIGI YANG DI GERAKAN BHNG	= S35C
KEKUATAN TARIK BAHAN RG BESAR (TB2)kg/mm ²	= 52.000
KEKERASAN PERMUKAAN SISI GIGI HB2	= 150.000
TEGANGAN LENTUR IJIN RG PINYON (kg/mm ²)	= 26.000
TEGANGAN LENTUR IJIN RG BESAR (kg/mm ²)	= 26.000
FAKTOR TEGANGAN KONTAK KH	= 0.039
BEBAN LENTUR YANG DIIZINKAN Fb1(Kg/mm)	= 15.914
BEBAN LENTUR YANG DIIZINKAN Fb2(Kg/mm)	= 16.758
BEBAN PERMUKAAN YANG DIIZINKAN FH(kg/mm)	= 2.507
LEBAR SISI b (mm)	= 22.872
PEMBULATAN b (mm)	= 23.000
HARGA PERBANDINGAN D	= 7.667
D LEBIH KECIL DARI SEPULUH	= 7.667
BAIK UNTUK DIGUNAKAN	
MODUL PAHAT M	= 3.000
SUDUT TEKANAN PAHAT ALFA	= 20.000
JUMLAH GIGI RODA GIGI PINYON Z1	= 36.000
JUMLAH GIGI RODA GIGI BESAR Z2	= 44.000
JARAK SUMBU POROS (ao)mm	= 120.000
DIAMETER KEPALA RODA GIGI dk1(mm)	= 114.000
DIAMETER KEPALA RODA GIGI dk2(mm)	= 138.000
LEBAR SISI GIGI b(mm)	= 23.000

BAHAN RODA GIGI DAN PERLAKUAN PANAS	= S35C
KEKUATAN TARIK BAHAN TB1(kg/mm ²)	= 52.000
KEKERASAN PERMUKAAN SISI GIGI HB1(rata rata)	= 200.000
BAHAN RODA GIGI DAN PERLAKUAN PANAS	= S35C
KEKUATAN TARIK BAHAN TB2(kg/mm ²)	= 52.000
KEKERASAN PERMUKAAN SISI GIGI HB2(rata rata)	= 150.000
KELONGGARAN SISI CO (mm)	= 0.000

Lampiran 4. Hasil Perhitungan Roda Gigi Lurus (Z_3 - Z_5).

DAYA YANG AKAN DI TRANSMISIKAN P(KW)	= 2.200
PUTARAN POROS N1(RPM)	= 900.000
PERBANDINGAN REDUKSI i	= 0.619
JARAK SUMBU POROS a (mm)	= 120.000
FAKTOR KOREKSI f_c	= 1.300
DAYA RENCANA PD(KW)	= 2.860
DIAMETER SEM LINGK JARAK BAGI d_1 (mm)	= 91.760
DIAMETER SEM LINGK JARAK BAGI d_2 (mm)	= 148.240
MODUL PAHAT M	= 3.50
SUDUT TEKANAN PAHAT ALFA (DERAJAT)	= 20.000
JUMLAH GIGI PINYON Z_1	= 26.068
JUMLAH GIGI BESAR Z_2	= 42.114
PEMBULATAN JUMLAH GIGI BESAR Z_1	= 26.000
PEMBULATAN JUMLAH GIGI BESAR Z_2	= 42.000
REDUKSI RODA GIGI (R)	= 0.619
DIAMETER LINGKARAN JARAK BAGI d_{o1} (mm)	= 91.520
DIAMETER LINGKARAN JARAK BAGI d_{o2} (mm)	= 147.840
JARAK SUMBU POROS (a_o)mm	= 119.680
KELONGGARAN SISI CO (mm)	= 0.000
KELONGGARAN PUNCAK CK (mm)	= 0.880
DIAMETER KEPALA (d_{k1})mm	= 98.560
DIAMETER KEPALA (d_{k2})mm	= 154.880

DIAMETER KAKI (d_{f1})mm	= 82.720
DIAMETER KAKI (d_{f2})mm	= 139.040
TINGGI KAKI (H)mm	= 7.920
FAKTOR BENTUK GIGI Y1	= 0.344
FAKTOR BENTUK GIGI Y2	= 0.393
KECEPATAN KELILING V(m/s)	= 4.311
GAYA TANGENSIAL F_t (Kg)	= 67.675
FAKTOR DINAMIS F_v	= 0.410
PINYON	
BAHAN RODA GIGI PINYON BHNGP	= S 45 C
KEKUATAN TARIK BAHAN RG PINYON TB1(Kg/mm ²)	= 58.000
KEKERASAN PERMUKAAN SISI GIGI HB1(rata rata)	= 200.000
RODA GIGI YANG DIGERAKAN	
BAHAN RODA GIGI YANG DI GERAKAN BHNG	= S 45 C
KEKUATAN TARIK BAHAN RG BESAR (TB2)kg/mm ²	= 58.000
KEKERASAN PERMUKAAN SISI GIGI HB2	= 200.000
TEGANGAN LENTUR IJIN RG PINYON (kg/mm ²)	= 30.000
TEGANGAN LENTUR IJIN RG BESAR (kg/mm ²)	= 30.000
FAKTOR TEGANGAN KONTAK KH	= 0.053
BEBAN LENTUR YANG DIIZINKAN F_{b1} (Kg/mm)	= 14.907
BEBAN LENTUR YANG DIIZINKAN F_{b2} (Kg/mm)	= 17.030
BEBAN PERMUKAAN YANG DIIZINKAN F_H (kg/mm)	= 2.459
LEBAR SISI b (mm)	= 27.523

PEMBULATAN b (mm)	= 28.000
HARGA PERBANDINGAN D	= 7.955
D LEBIH KECIL DARI SEPULUH	= 7.955
BAIK UNTUK DIGUNAKAN	
MODUL PAHAT M	= 3.50
SUDUT TEKANAN PAHAT ALFA	= 20.000
JUMLAH GIGI RODA GIGI PINYON Z1	= 26.000
JUMLAH GIGI RODA GIGI BESAR Z2	= 42.000
JARAK SUMBU POROS (a_0)mm	= 119.680
DIAMETER KEPALA RODA GIGI dk_1 (mm)	= 98.560
DIAMETER KEPALA RODA GIGI dk_2 (mm)	= 154.880
LEBAR SISI GIGI b (mm)	= 28. mm
BAHAN RODA GIGI DAN PERLAKUAN PANAS	= S 45 C
KEKUATAN TARIK BAHAN TB1(kg/mm ²)	= 58.000
KEKERASAN PERMUKAAN SISI GIGI HB1(rata rata)	= 200.000
BAHAN RODA GIGI DAN PERLAKUAN PANAS	= S 45 C
KEKUATAN TARIK BAHAN TB2(kg/mm ²)	= 58.000
KEKERASAN PERMUKAAN SISI GIGI HB2(rata rata)	= 200.000
KELONGGARAN SISI CO (mm)	= 0.000



Lampiran 5. Hasil Perhitungan Roda Gigi Lurus(Z_7-Z_9) .

DAYA YANG AKAN DI TRANSMISIKAN P(KW)	= 2.200
PUTARAN POROS N1(RPM)	= 736.380
PERBANDINGAN REDUKSI i	= 0.450
JARAK SUMBU POROS a (mm)	= 120.000
FAKTOR KOREKSI f_c	= 1.300
DAYA RENCANA PD(KW)	= 2.860
DIAMETER SEM LINGK JARAK BAGI d_1 (mm)	= 74.483
DIAMETER SEM LINGK JARAK BAGI d_2 (mm)	= 165.517
MODUL PAHAT M	= 2.750
SUDUT TEKANAN PAHAT ALFA (DERAJAT)	= 20.000
JUMLAH GIGI PINYON Z_1	= 26.134
JUMLAH GIGI BESAR Z_2	= 58.076
PEMBULATAN JUMLAH GIGI BESAR Z_1	= 26.000
PEMBULATAN JUMLAH GIGI BESAR Z_2	= 58.000
REDUKSI RODA GIGI (R)	= 0.448
DIAMETER LINGKARAN JARAK BAGI d_{o1} (mm)	= 74.100
DIAMETER LINGKARAN JARAK BAGI d_{o2} (mm)	= 165.300
JARAK SUMBU POROS (a_o)mm	= 119.700
KELONGGARAN SISI CO (mm)	= 0.000
KELONGGARAN PUNCAK CK (mm)	= 0.712
DIAMETER KEPALA (d_{k1})mm	= 79.800
DIAMETER KEPALA (d_{k2})mm	= 171.000

DIAMETER KAKI (d_{f1})mm	= 66.975
DIAMETER KAKI (d_{f2})mm	= 158.175
TINGGI KAKI (H)mm	= 6.412
FAKTOR BENTUK GIGI Y1	= 0.414
FAKTOR BENTUK GIGI Y2	= 0.418
KECEPATAN KELILING V(m/s)	= 2.856
GAYA TANGENSIAL F_t (Kg)	= 102.157
FAKTOR DINAMIS F_v	= 0.678
PINYON	
BAHAN RODA GIGI PINYON BHNGP	= S45C
KEKUATAN TARIK BAHAN RG PINYON TB1(Kg/mm ²)	= 58.000
KEKERASAN PERMUKAAN SISI GIGI HB1(rata rata)	= 200.000
RODA GIGI YANG DIGERAKAN	
BAHAN RODA GIGI YANG DI GERAKAN BHNG	= S45C
KEKUATAN TARIK BAHAN RG BESAR (TB2)kg/mm ²	= 58.000
KEKERASAN PERMUKAAN SISI GIGI HB2	= 200.000
TEGANGAN LENTUR IJIN RG PINYON (kg/mm ²)	= 35.000
TEGANGAN LENTUR IJIN RG BESAR (kg/mm ²)	= 35.000
FAKTOR TEGANGAN KONTAK KH	= 0.053
BEBAN LENTUR YANG DIIZINKAN F_{b1} (Kg/mm)	= 27.980
BEBAN LENTUR YANG DIIZINKAN F_{b2} (Kg/mm)	= 28.250
BEBAN PERMUKAAN YANG DIIZINKAN F_H (kg/mm)	= 3.675
LEBAR SISI b (mm)	= 27.801

PEMBULATAN b (mm)	= 28.000
HARGA PERBANDINGAN D	= 9.825
D LEBIH KECIL DARI SEPULUH	= 9.825
BAIK UNTUK DIGUNAKAN	
MODUL PAHAT M	= 2.750
SUDUT TEKANAN PAHAT ALFA	= 20.000
JUMLAH GIGI RODA GIGI PINYON Z1	= 26.000
JUMLAH GIGI RODA GIGI BESAR Z2	= 58.000
JARAK SUMBU POROS (a_o)mm	= 119.700
DIAMETER KEPALA RODA GIGI dk_1 (mm)	= 79.800
DIAMETER KEPALA RODA GIGI dk_2 (mm)	= 171.000
LEBAR SISI GIGI b (mm)	= 28.000
BAHAN RODA GIGI DAN PERLAKUAN PANAS	= S45C
KEKUATAN TARIK BAHAN TB1(kg/mm ²)	= 58.000
KEKERASAN PERMUKAAN SISI GIGI HB1(rata rata)	= 200.000
BAHAN RODA GIGI DAN PERLAKUAN PANAS	= S45C
KEKUATAN TARIK BAHAN TB2(kg/mm ²)	= 58.000
KEKERASAN PERMUKAAN SISI GIGI HB2(rata rata)	= 200.000
KELONGGARAN SISI CO (mm)	= 0.000

Lampiran 6 Hasil Perhitungan Roda Gigi Lurus (Z_8 - Z_{10}).

DAYA YANG AKAN DI TRANSMISIKAN P(KW)	= 2.200
PUTARAN POROS N1(RPM)	= 557.100
PERBANDINGAN REDUKSI i	= 1.607
JARAK SUMBU POROS a (mm)	= 120.000
FAKTOR KOREKSI f_c	= 1.300
DAYA RENCANA PD(KW)	= 2.860
DIAMETER SEM LINGK JARAK BAGI d_1 (mm)	= 147.940
DIAMETER SEM LINGK JARAK BAGI d_2 (mm)	= 92.060
MODUL PAHAT M	= 3.250
SUDUT TEKANAN PAHAT ALFA (DERAJAT)	= 20.000
JUMLAH GIGI PINYON Z_1	= 45.104
JUMLAH GIGI BESAR Z_2	= 28.067
PEMBULATAN JUMLAH GIGI BESAR Z_1	= 45.000
PEMBULATAN JUMLAH GIGI BESAR Z_2	= 28.000
REDUKSI RODA GIGI (R)	= 1.607
DIAMETER LINGKARAN JARAK BAGI d_{o1} (mm)	= 147.600
DIAMETER LINGKARAN JARAK BAGI d_{o2} (mm)	= 91.840
JARAK SUMBU POROS (a_o)mm	= 119.720
KELONGGARAN SISI CO (mm)	= 0.000
KELONGGARAN PUNCAK CK (mm)	= 0.820
DIAMETER KEPALA (d_{k1})mm	= 154.160
DIAMETER KEPALA (d_{k2})mm	= 98.400

DIAMETER KAKI (d_{f1})mm	= 139.400
DIAMETER KAKI (d_{f2})mm	= 83.640
TINGGI KAKI (H)mm	= 7.380
FAKTOR BENTUK GIGI Y1	= 0.399
FAKTOR BENTUK GIGI Y2	= 0.352
KECEPATAN KELILING V(m/s)	= 4.303
GAYA TANGENSIAL F_t (Kg)	= 67.790
FAKTOR DINAMIS F_v	= 0.411
PINYON	
BAHAN RODA GIGI PINYON BHNGP	= S35C
KEKUATAN TARIK BAHAN RG PINYON TB1(Kg/mm ²)	= 52.000
KEKERASAN PERMUKAAN SISI GIGI HB1(rata rata)	= 200.000
RODA GIGI YANG DIGERAKAN	
BAHAN RODA GIGI YANG DI GERAKAN BHNG	= S35C
KEKUATAN TARIK BAHAN RG BESAR (TB2)kg/mm ²	= 52.000
KEKERASAN PERMUKAAN SISI GIGI HB2	= 200.000
TEGANGAN LENTUR IJIN RG PINYON (kg/mm ²)	= 26.000
TEGANGAN LENTUR IJIN RG BESAR (kg/mm ²)	= 26.000
FAKTOR TEGANGAN KONTAK KH	= 0.053
BEBAN LENTUR YANG DIIZINKAN F_{b1} (Kg/mm)	= 13.977
BEBAN LENTUR YANG DIIZINKAN F_{b2} (Kg/mm)	= 12.331
BEBAN PERMUKAAN YANG DIIZINKAN F_H (kg/mm)	= 2.465
LEBAR SISI b (mm)	= 27.500

PEMBULATAN b (mm)	= 27.500
HARGA PERBANDINGAN D	= 8.384
D LEBIH KECIL DARI SEPULUH	= 8.384
BAIK UNTUK DIGUNAKAN	
MODUL PAHAT M	= 3.250
SUDUT TEKANAN PAHAT ALFA	= 20.000
JUMLAH GIGI RODA GIGI PINYON Z1	= 45.000
JUMLAH GIGI RODA GIGI BESAR Z2	= 28.000
JARAK SUMBU POROS (a_o)mm	= 119.720
DIAMETER KEPALA RODA GIGI dk_1 (mm)	= 154.160
DIAMETER KEPALA RODA GIGI dk_2 (mm)	= 98.400
LEBAR SISI GIGI b (mm)	= 27.500
BAHAN RODA GIGI DAN PERLAKUAN PANAS	= S35C
KEKUATAN TARIK BAHAN TB1(kg/mm ²)	= 52.000
KEKERASAN PERMUKAAN SISI GIGI HB1(rata rata)	= 200.000
BAHAN RODA GIGI DAN PERLAKUAN PANAS	= S35C
KEKUATAN TARIK BAHAN TB2(kg/mm ²)	= 52.000
KEKERASAN PERMUKAAN SISI GIGI HB2(rata rata)	= 200.000
KELONGGARAN SISI CO (mm)	= 0.000

Lampiran 7 Hasil Perhitungan Roda Gigi Lurus (Z_{11} - Z_{14}).

DAYA YANG AKAN DI TRANSMISIKAN P(KW)	= 2.200
PUTARAN POROS N_1 (RPM)	= 895.310
PERBANDINGAN REDUKSI i	= 0.290
JARAK SUMBU POROS a (mm)	= 120.000
FAKTOR KOREKSI f_c	= 1.300
DAYA RENCANA PD(KW)	= 2.860
DIAMETER SEM LINGK JARAK BAGI d_1 (mm)	= 53.997
DIAMETER SEM LINGK JARAK BAGI d_2 (mm)	= 186.003
MODUL PAHAT M	= 3.000
SUDUT TEKANAN PAHAT ALFA (DERAJAT)	= 20.000
JUMLAH GIGI PINYON Z_1	= 17.999
JUMLAH GIGI BESAR Z_2	= 62.001
PEMBULATAN JUMLAH GIGI BESAR Z_1	= 18.000
PEMBULATAN JUMLAH GIGI BESAR Z_2	= 62.000
REDUKSI RODA GIGI (R)	= 0.290
DIAMETER LINGKARAN JARAK BAGI d_{o1} (mm)	= 54.000
DIAMETER LINGKARAN JARAK BAGI d_{o2} (mm)	= 186.000
JARAK SUMBU POROS (a_o)mm	= 120.000
KELONGGARAN SISI CO (mm)	= 0.000
KELONGGARAN PUNCAK CK (mm)	= 0.750
DIAMETER KEPALA (d_{k1})mm	= 60.000
DIAMETER KEPALA (d_{k2})mm	= 192.000

DIAMETER KAKI (d_{f1})mm	= 46.500
DIAMETER KAKI (d_{f2})mm	= 178.500
TINGGI KAKI (H)mm	= 6.750
FAKTOR BENTUK GIGI Y1	= 0.308
FAKTOR BENTUK GIGI Y2	= 0.422
KECEPATAN KELILING V(m/s)	= 2.530
GAYA TANGENSIAL F_t (Kg)	= 115.298
FAKTOR DINAMIS FV	= 0.542
PINYON	
BAHAN RODA GIGI PINYON BHNGP	= SNC 2
KEKUATAN TARIK BAHAN RG PINYON TB1(Kg/mm ²)	= 85.000
KEKERASAN PERMUKAAN SISI GIGI HB1(rata rata)	= 300.000
RODA GIGI YANG DIGERAKAN	
BAHAN RODA GIGI YANG DI GERAKAN BHNG	= SNC 2
KEKUATAN TARIK BAHAN RG BESAR (TB2)kg/mm ²	= 85.000
KEKERASAN PERMUKAAN SISI GIGI HB2	= 300.000
TEGANGAN LENTUR IJIN RG PINYON (kg/mm ²)	= 40.000
TEGANGAN LENTUR IJIN RG BESAR (kg/mm ²)	= 40.000
FAKTOR TEGANGAN KONTAK KH	= 0.130
BEBAN LENTUR YANG DIIZINKAN F_{b1} (Kg/mm)	= 20.050
BEBAN LENTUR YANG DIIZINKAN F_{b2} (Kg/mm)	= 27.471
BEBAN PERMUKAAN YANG DIIZINKAN F_H (kg/mm)	= 5.903
LEBAR SISI b (mm)	= 19.533

PEMBULATAN b (mm)	= 20.000
HARGA PERBANDINGAN D	= 6.667
D LEBIH KECIL DARI SEPULUH	= 6.667
BAIK UNTUK DIGUNAKAN	
MODUL PAHAT M	= 3.000
SUDUT TEKANAN PAHAT ALFA	= 20.000
JUMLAH GIGI RODA GIGI PINYON Z_1	= 18.000
JUMLAH GIGI RODA GIGI BESAR Z_2	= 62.000
JARAK SUMBU POROS (a_o)mm	= 120.000
DIAMETER KEPALA RODA GIGI dk_1 (mm)	= 60.000
DIAMETER KEPALA RODA GIGI dk_2 (mm)	= 192.000
LEBAR SISI GIGI b (mm)	= 20 mm
BAHAN RODA GIGI DAN PERLAKUAN PANAS	= SNC 2
KEKUATAN TARIK BAHAN TB1(kg/mm ²)	= 85.000
KEKERASAN PERMUKAAN SISI GIGI HB1(rata rata)	= 300.000
BAHAN RODA GIGI DAN PERLAKUAN PANAS	= SNC 2
KEKUATAN TARIK BAHAN TB2(kg/mm ²)	= 85.000
KEKERASAN PERMUKAAN SISI GIGI HB2(rata rata)	= 300.000
KELONGGARAN SISI CO (mm)	= 0.000

Lampiran 8. Hasil Perhitungan Roda Gigi Lurus (Z_{14} - Z_{17}).

DAYA YANG AKAN DI TRANSMISIKAN P(KW)	= 2.200
PUTARAN POROS N_1 (RPM)	= 134.200
PERBANDINGAN REDUKSI i	= 1.824
JARAK SUMBU POROS a (mm)	= 144.000
FAKTOR KOREKSI f_c	= 1.300
DAYA RENCANA PD(KW)	= 2.860
DIAMETER SEM LINGK JARAK BAGI d_1 (mm)	= 186.017
DIAMETER SEM LINGK JARAK BAGI d_2 (mm)	= 101.983
MODUL PAHAT M	= 3.000
SUDUT TEKANAN PAHAT ALFA (DERAJAT)	= 20.000
JUMLAH GIGI PINYON Z_1	= 62.006
JUMLAH GIGI BESAR Z_2	= 33.994
PEMBULATAN JUMLAH GIGI BESAR Z_1	= 62.000
PEMBULATAN JUMLAH GIGI BESAR Z_2	= 34.000
REDUKSI RODA GIGI (R)	= 1.824
DIAMETER LINGKARAN JARAK BAGI d_{o1} (mm)	= 186.000
DIAMETER LINGKARAN JARAK BAGI d_{o2} (mm)	= 102.000
JARAK SUMBU POROS (a_o)mm	= 144.000
KELONGGARAN SISI C_O (mm)	= 0.000
KELONGGARAN PUNCAK C_K (mm)	= 0.832
DIAMETER KEPALA (d_{k1})mm	= 192.000
DIAMETER KEPALA (d_{k2})mm	= 108.000

DIAMETER KAKI (d_{f1})mm	= 178.336
DIAMETER KAKI (d_{f2})mm	= 94.336
TINGGI KAKI (H)mm	= 6.832
FAKTOR BENTUK GIGI Y1	= 0.422
FAKTOR BENTUK GIGI Y2	= 0.371
KECEPATAN KELILING V(m/s)	= 1.306
GAYA TANGENSIAL F_t (Kg)	= 223.317
FAKTOR DINAMIS F_v	= 0.821
PINYON	
BAHAN RODA GIGI PINYON BHNGP	= SNC 2
KKUATAN TRIK BHN RG PINYON TB1(Kg/mm ²)	= 85.000
KEKERASAN PERMUKAAN SISI GIGI HB1(rata rata)	= 300.000
RODA GIGI YANG DIGERAKAN	
BAHAN RODA GIGI YANG DI GERAKAN BHNG	= S45C
KEKUATAN TRIK BHN RG BESAR (TB2)kg/mm ²	= 58.000
KEKERASAN PERMUKAAN SISI GIGI HB2	= 200.000
TEGANGAN LENTUR IJIN RG PINYON (kg/mm ²)	= 40.000
TEGANGAN LENTUR IJIN RG BESAR (kg/mm ²)	= 30.000
FAKTOR TEGANGAN KONTAK KH	= 0.086
BEBAN LENTUR YANG DIIZINKAN F_{b1} (Kg/mm)	= 41.586
BEBAN LENTUR YANG DIIZINKAN F_{b2} (Kg/mm)	= 27.420
BEBAN PERMUKAAN YANG DIIZINKAN F_H (kg/mm)	= 9.305
LEBAR SISI b (mm)	= 24.000

PEMBULATAN b (mm)	= 24.000
HARGA PERBANDINGAN D	= 8.000
D LEBIH KECIL DARI SEPULUH	= 8.000
BAIK UNTUK DIGUNAKAN	
MODUL PAHAT M	= 3.000
SUDUT TEKANAN PAHAT ALFA	= 20.000
JUMLAH GIGI RODA GIGI PINYON Z1	= 62.000
JUMLAH GIGI RODA GIGI BESAR Z2	= 34.000
JARAK SUMBU POROS (a_o)mm	= 144.000
DIAMETER KEPALA RODA GIGI dk_1 (mm)	= 192.000
DIAMETER KEPALA RODA GIGI dk_2 (mm)	= 108.000
LEBAR SISI GIGI b (mm)	= 24.000
BAHAN RODA GIGI DAN PERLAKUAN PANAS	= SNC 2
KEKUATAN TARIK BAHAN TB1(kg/mm ²)	= 85.000
KEKERASAN PERMUKAAN SISI GIGI HB1(rata rata)	= 300.000
BAHAN RODA GIGI DAN PERLAKUAN PANAS	= S45C
KEKUATAN TARIK BAHAN TB2(kg/mm ²)	= 58.000
KEKERASAN PERMUKAAN SISI GIGI HB2(rata rata)	= 200.000
KELONGGARAN SISI CO (mm)	= 0.000

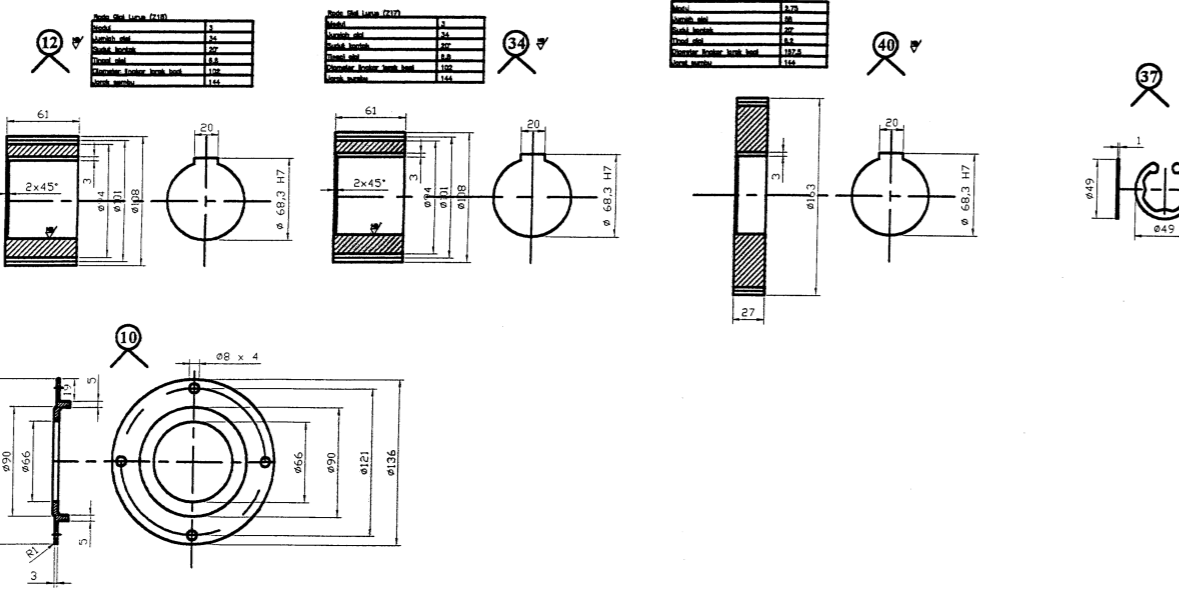
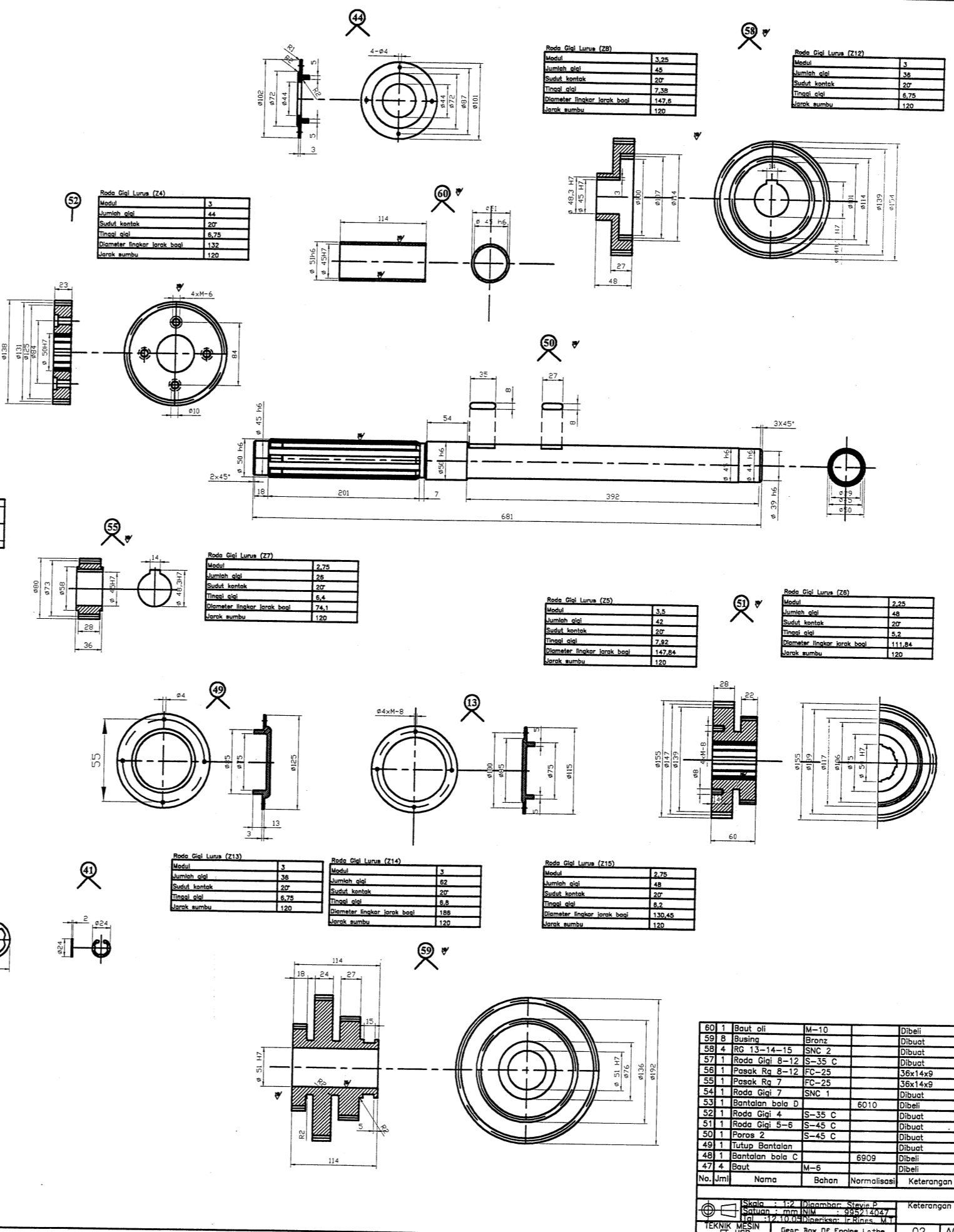
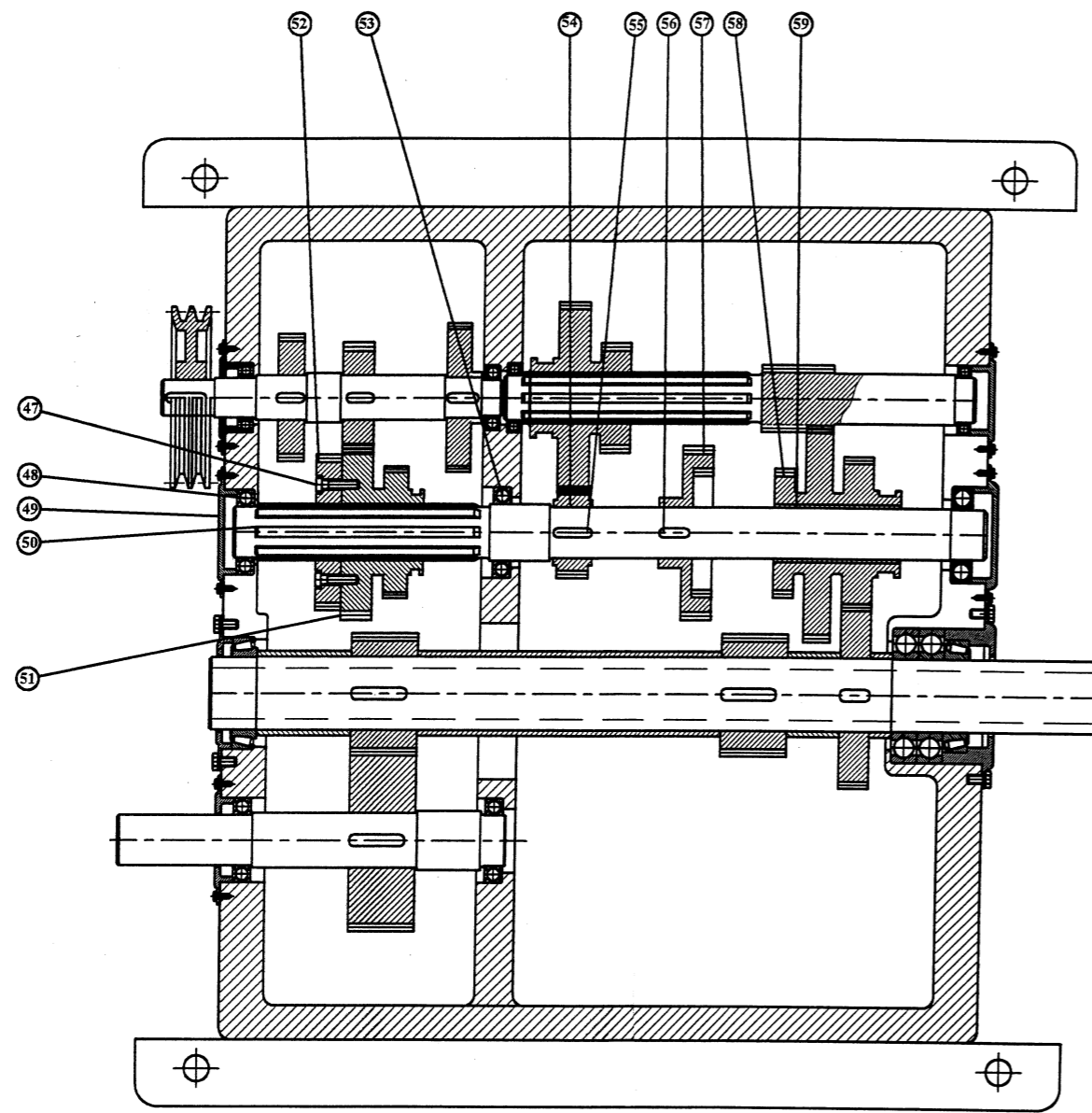
Lampiran 9. Hasil Perhitungan Roda Gigi Lurus (Z_{15} - Z_{16}).

DAYA YANG AKAN DI TRANSMISIKAN P(KW)	= 2.200
PUTARAN POROS N1(RPM)	= 95.800
PERBANDINGAN REDUKSI I	= 0.828
JARAK SUMBU POROS A(MM)	= 144.000
FAKTOR KOREKSI FC	= 1.300
DAYA RENCANA PD(KW)	= 2.860
DIAMETER SEM LINGK JARAK BAGI D1(MM)	= 130.451
DIAMETER SEM LINGK JARAK BAGI D2(MM)	= 157.549
MODUL PAHAT M	= 2.720
SUDUT TEKANAN PAHAT ALFA (DERAJAT)	= 20.000
JUMLAH GIGI PINYON Z1	= 47.960
JUMLAH GIGI BESAR Z2	= 57.923
PEMBULATAN JUMLAH GIGI BESAR Z1	= 48.000
PEMBULATAN JUMLAH GIGI BESAR Z2	= 58.000
REDUKSI RODA GIGI (R)	= 0.828
DIAMETER LINGKARAN JARAK BAGI DO1(MM)	= 130.560
DIAMETER LINGKARAN JARAK BAGI DO2(MM)	= 157.760
JARAK SUMBU POROS (AO)MM	= 144.160
KELONGGARAN SISI CO (MM)	= 0.000
KELONGGARAN PUNCAK CK (MM)	= 0.754
DIAMETER KEPALA (DK1)MM	= 136.000
DIAMETER KEPALA (DK2)MM	= 163.200

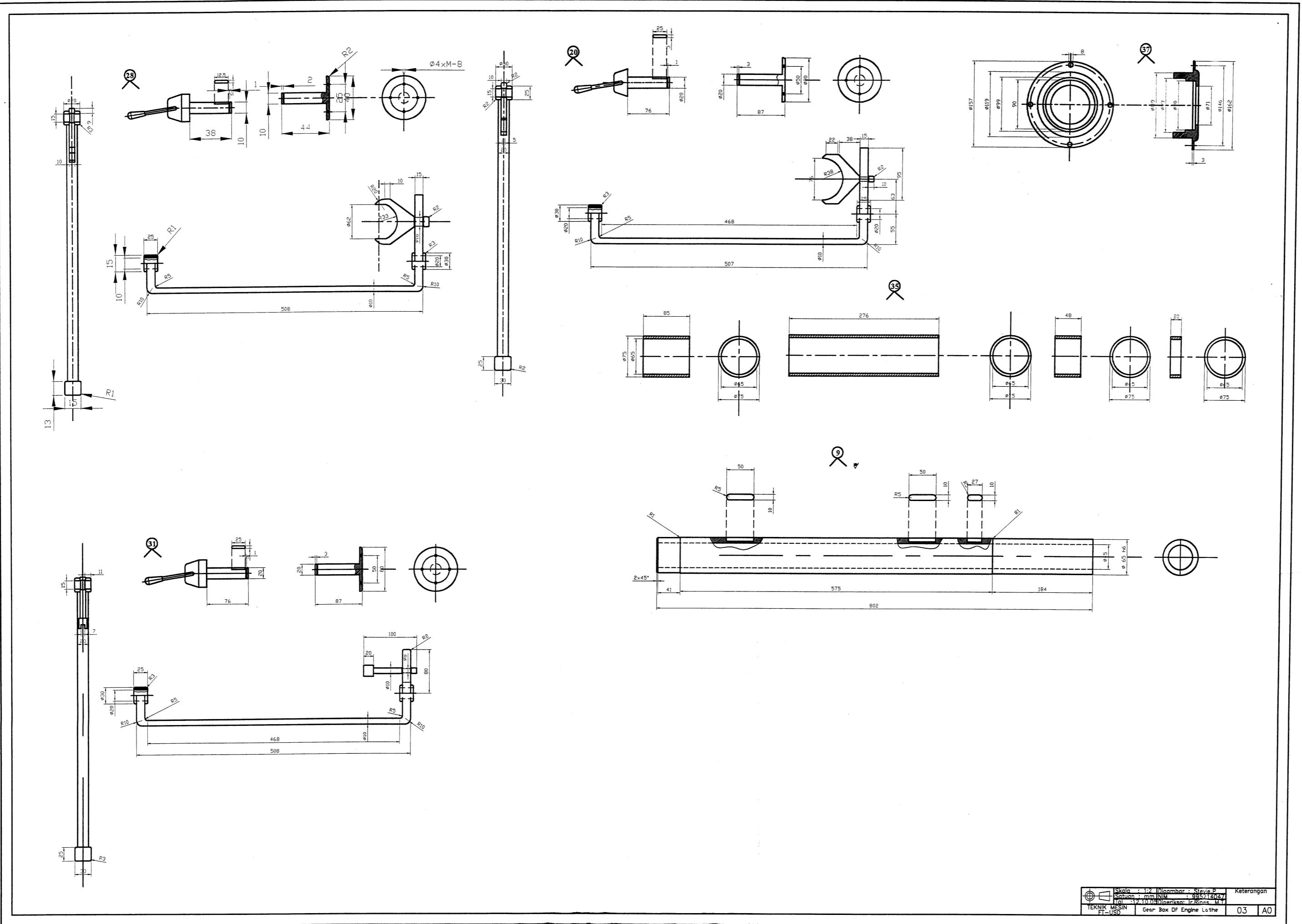
DIAMETER KAKI (DF1)MM	= 123.612
DIAMETER KAKI (DF2)MM	= 150.812
TINGGI KAKI (H)MM	= 6.194
FAKTOR BENTUK GIGI Y1	= 0.404
FAKTOR BENTUK GIGI Y2	= 0.418
KECEPATAN KELILING V(M/S)	= 0.655
GAYA TANGENSIAL FT(KG)	= 445.669
FAKTOR DINAMIS FV	= 0.902
PINYON	
BAHAN RODA GIGI PINYON BHNGP	= SNC 2
KEKUATAN TARIK BAHAN RG PINYON TB1(KG/MM ²)	= 85.000
KEKERASAN PERMUKAAN SISI GIGI HB1(RATA RATA)	= 300.000
RODA GIGI YANG DIGERAKAN	
BAHAN RODA GIGI YANG DI GERAKAN BHNG	= SNC 2
KEKUATAN TARIK BAHAN RG BESAR (TB2)KG/MM ²	= 85.000
KEKERASAN PERMUKAAN SISI GIGI HB2	= 300.000
TEGANGAN LENTUR IJIN RG PINYON (KG/MM ²)	= 40.000
TEGANGAN LENTUR IJIN RG BESAR (KG/MM ²)	= 40.000
FAKTOR TEGANGAN KONTAK KH	= 0.130
BEBAN LENTUR YANG DIIZINKAN FB1(KG/MM)	= 39.632
BEBAN LENTUR YANG DIIZINKAN FB2(KG/MM)	= 41.005
BEBAN PERMUKAAN YANG DIIZINKAN FH(KG/MM)	= 16.747
LEBAR SISI B (MM)	= 26.612

PEMBULATAN B (MM)	= 27.000
HARGA PERBANDINGAN D	= 9.926
D LEBIH KECIL DARI SEPULUH	= 9.926
BAIK UNTUK DIGUNAKAN	
MODUL PAHAT M	= 2.720
SUDUT TEKANAN PAHAT ALFA	= 20.000
JUMLAH GIGI RODA GIGI PINYON Z1	= 48.000
JUMLAH GIGI RODA GIGI BESAR Z2	= 58.000
JARAK SUMBU POROS (AO)MM	= 144.160
DIAMETER KEPALA RODA GIGI DK1(MM)	= 136.000
DIAMETER KEPALA RODA GIGI DK2(MM)	= 163.200
LEBAR SISI GIGI B(MM)	= 27.000
BAHAN RODA GIGI DAN PERLAKUAN PANAS	= SNC 2
KEKUATAN TARIK BAHAN TB1(KG/MM ²)	= 85.000
KEKERASAN PERMUKAAN SISI GIGI HB1(RATA RATA)	= 300.000
BAHAN RODA GIGI DAN PERLAKUAN PANAS	=SNC 2
KEKUATAN TARIK BAHAN TB2(KG/MM ²)	= 85.000
KEKERASAN PERMUKAAN SISI GIGI HB2(RATA RATA)	= 300.000
KELONGGARAN SISI CO (MM)	= 0.000

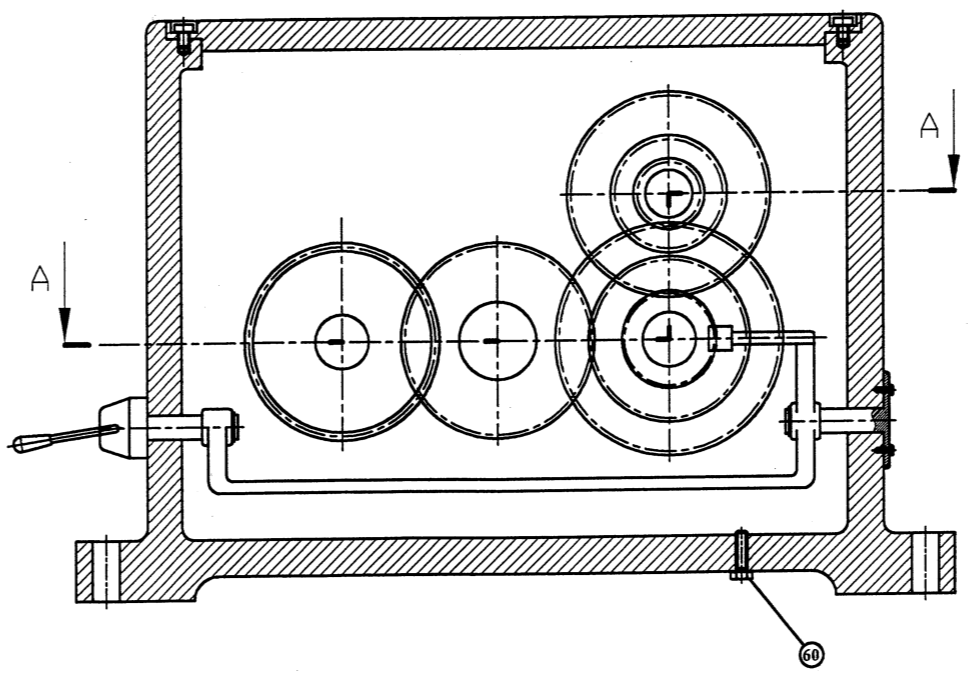
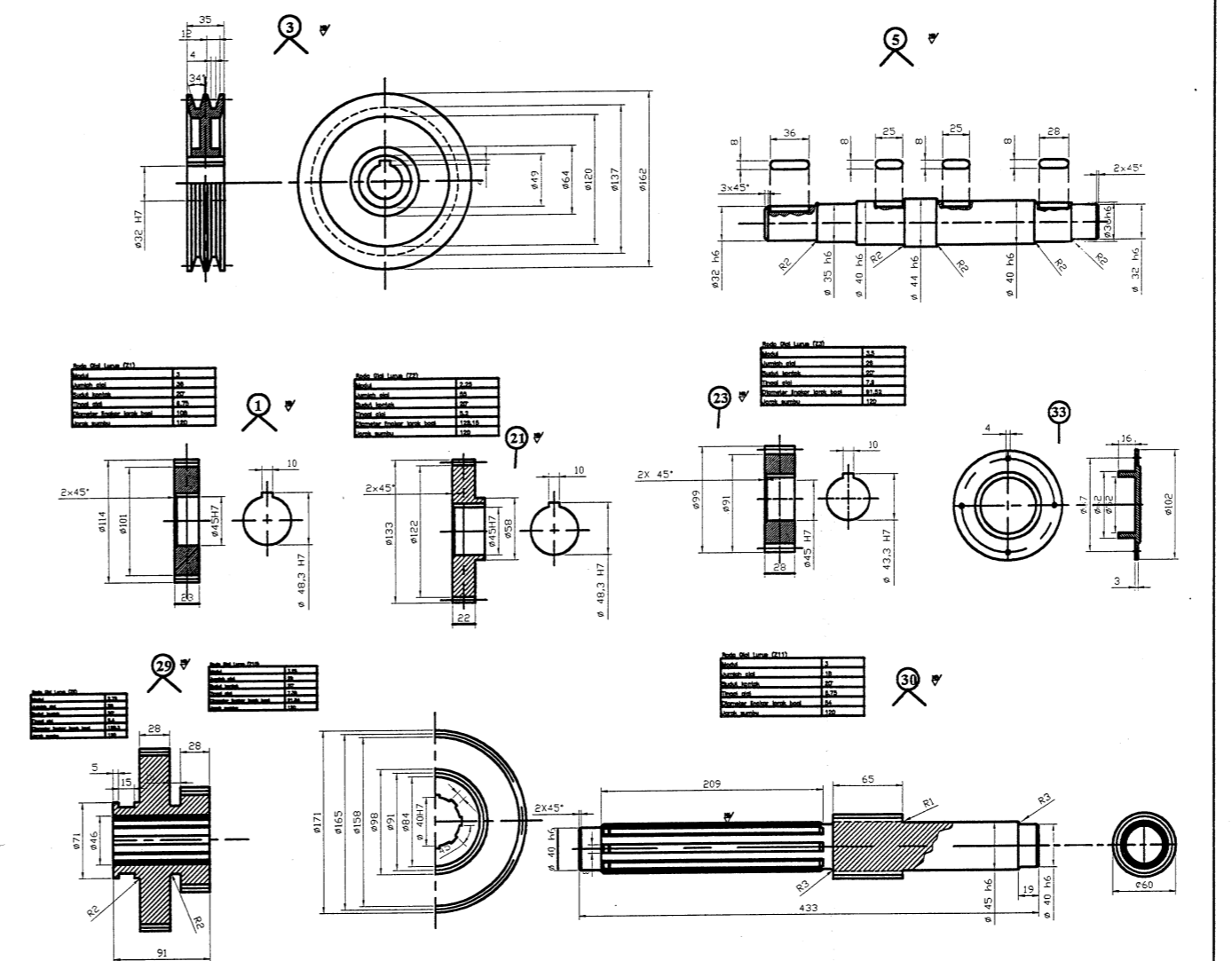
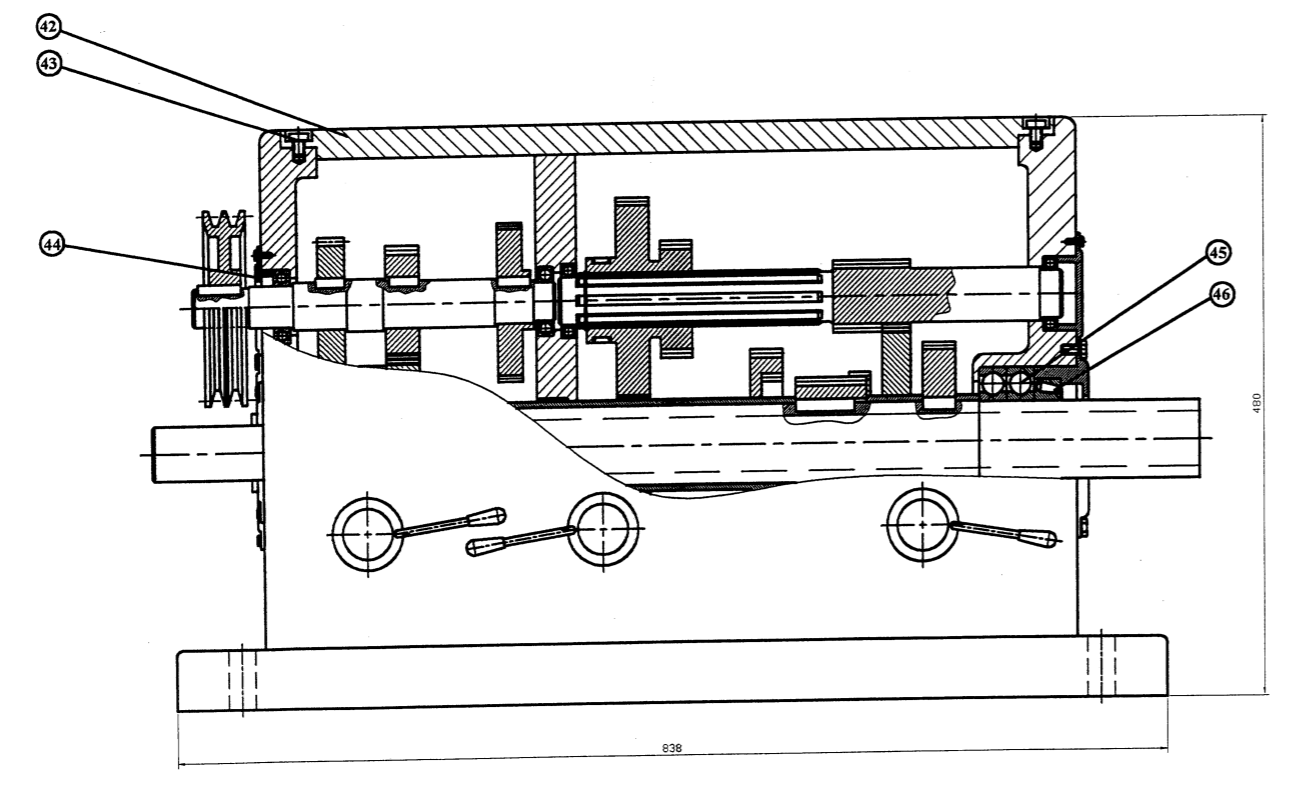
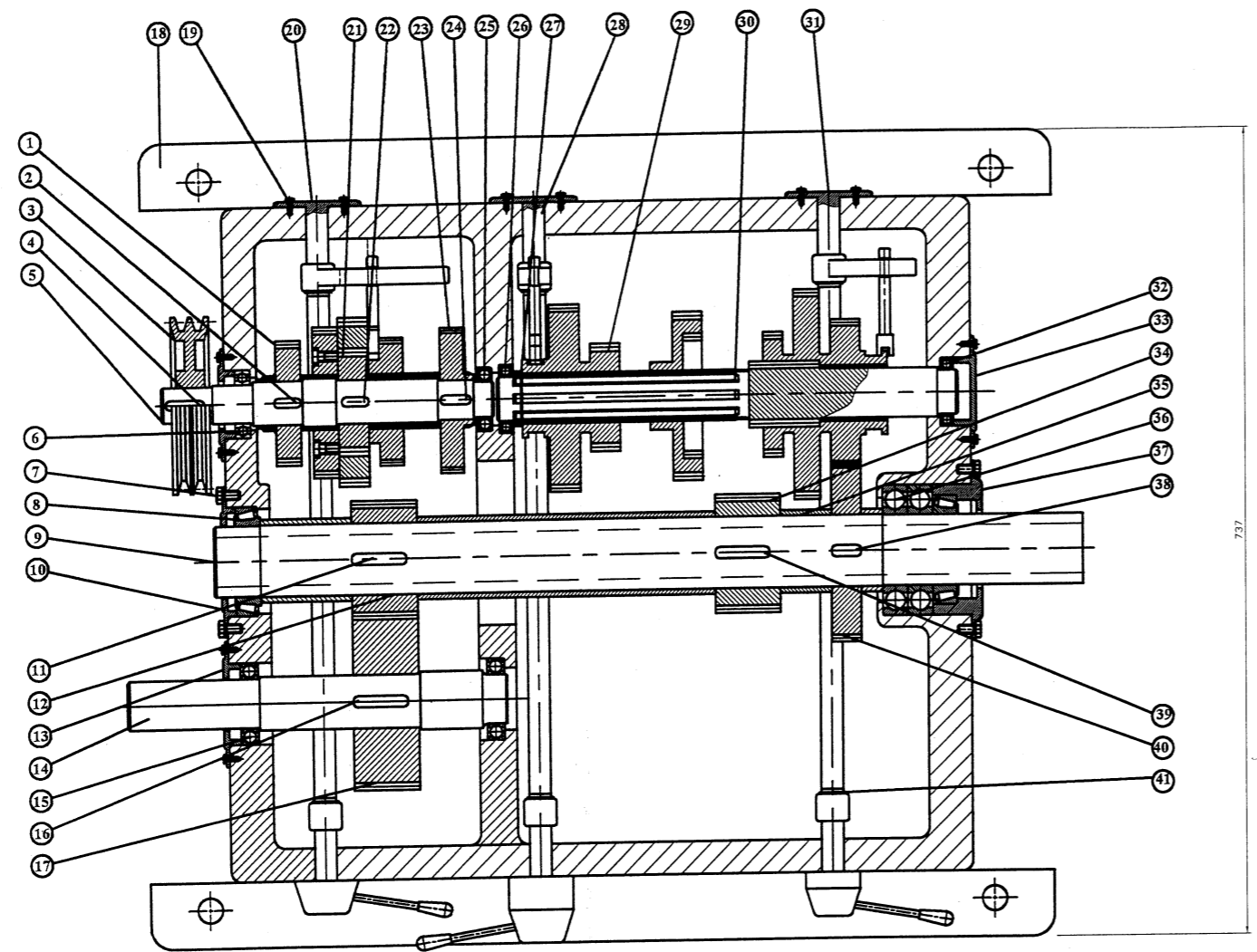
Potongan A-A

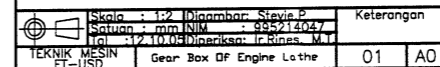


No. Limb	Nama	Behan	Normalisasi	Keterangan
60	1	Baut oil	M-10	Dibeli
59	8	Bushing	Strenz	Dibuat
58	4	RG 13-14-15	SNC 2	Dibuat
57	1	Roda Gigi 8-12	SC-35 C	Dibuat
56	1	Pasak Rg 8-12	FC-25	Mek14x5
55	1	Pasak Rg 7	FC-25	38x14x5
54	1	Roda Gigi 7	SNC 1	Dibuat
53	1	Bantalan bola D	SNC 1	Dibuat
52	1	Roda Gigi 4	S-35 C	Dibuat
51	1	Roda Gigi 5-6	S-45 C	Dibuat
50	1	Poros 2	S-45 C	Dibuat
49	1	Tutup Bantalan	S-45 C	Dibuat
48	1	Bantalan bola C	6909	Dibeli
47	4	Baut	M-6	Dibeli



	Disain : PT-USD Teknis : PT-USD Gambar : PT-USD	Keterangan 03 A0
	PT-USD Gear Box Of Engine Luber	



46	1	Bantun Bola K		32013 J	Dibeli
45	1	Bantun Bola J		6213	Dibeli
44	1	Tutup Bantunan			Dibuat
43	4	Baut		M-8	Dibeli
42	1	Tutup Gear Box			Dibuat
41	6	Snap ring Lupa			Dibeli
40	1	Roda Gigi 16		SNC 2	Dibuat
39	1	Pasak Rg 17		FC 25	36x20x12
38	1	Pasak Rg 16		FC 25	36x20x12
37	1	Tutup Bantunan			Dibuat
36	1	Bantun Bola I		6213	Dibeli
35	4	Bantun Peras 4		Bronz	Dibuat
34	1	Roda Gigi 17		S45 C	Dibuat
33	1	Tutup Bantunan			Dibuat
32	1	Bantun Bola G			Dibeli
31	1	Tump Gigi 3		6908	Dibuat
30	1	Peras 3		SNC 2	Dibuat
29	1	Roda Gigi 3-10		S-35 C	Dibuat
28	1	Tump Gigi 2			Dibuat
27	1	Snap ring			Dibeli
26	1	Bantun Bola F		6908	Dibeli
25	1	Bantun Bola B		60/32	Dibeli
24	1	Pasak Rg 2		FC 25	36x10x8
23	1	Roda Gigi 2		S35 C	Dibuat
22	1	Pasak Rg 3		FC 25	36x10x8
21	1	Roda Gigi 3		S45 C	Dibuat
20	1	Tump Gigi 1			Dibeli
19	1	Baut		M-8	Dibeli
18	1	Kotak Gigi			Dibuat
17	1	Roda Gigi		FC 25	36x20x12
16	1	Pasak		FC 25	36x20x12
15	2	Bantunan bola			Dibeli
14	1	Peras tambahan			Dibuat
13	1	Tutup Bantunan			Dibuat
12	1	Roda Gigi 18		S45 C	Dibuat
11	1	Pasak Rg18		FC 25	25x20x12
10	1	Tutup Bantunan			Dibuat
9	1	Peras 4		S45 C	Dibuat
8	1	Bantun Kerucut H		32013 J	Dibeli
7	1	Baut		M-15	Dibeli
6	1	Bantun Bola A		6007	Dibeli
5	1	Peras 1		S45 C	Dibuat
4	1	Pasak Pulli		FC 25	36x10x8
3	1	Puli			Dibeli
2	1	Pasak Rg1		FC 25	Dibuat
1	1	Rd Lurus 1		S-35 C	Dibuat
No. Urut		Nama	Bahan	Normalisasi	Keterangan
					
Gear Box Di Engine Lethel					
					01
					AO