

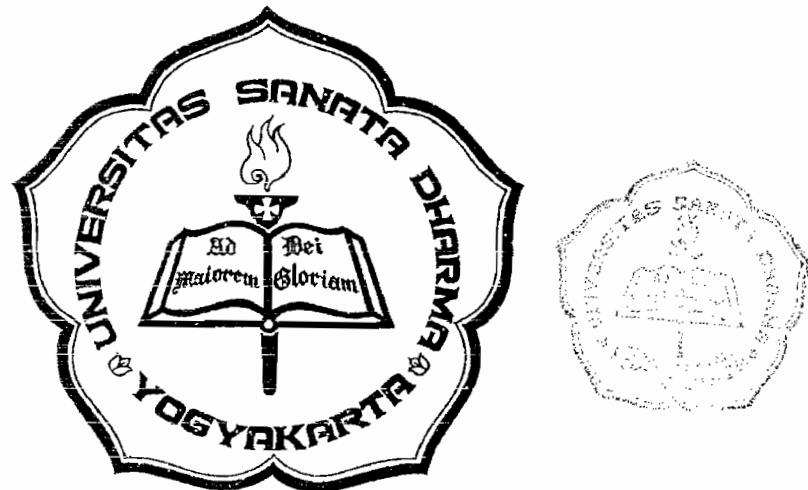
FEED GEARBOX OF LATHE MACHINE

TUGAS AKHIR

Nomer Soal : 261 / FT_USD / TM / Agustus / 2002

**Untuk memenuhi sebagian persyaratan
mencapai derajat sarjana S-1**

PROGRAM STUDI TEKNIK MESIN JURUSAN TEKNIK MESIN



Diajukan oleh :

WAHYU WIDHI WIJANARKO
NIM : 995214159

**FAKULTAS TEKNIK
UNIVERSITAS SANATA DHARMA
YOGYAKARTA
2003**

HALAMAN PERSETUJUAN PEMBIMBING

TUGAS AKHIR

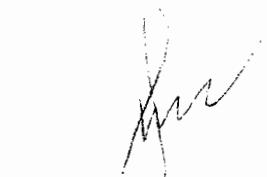
Feed Gearbox Mesin Bubut 16 Kecepatan

OLEH :

**WAHYU WIDHI WIJANARKO
NIM. : 99 5214 159**

Telah disetujui oleh

Dosen Pembimbing Utama



Ir. Mudjijana, M.Eng.

Tanggal - - - 2003

Dosen Pembimbing Kedua



Ir. Rines, M.T.

Tanggal 6 - 11 - 2003

TUGAS AKHIR
Feed Gearbox of Lathe Machine

Nomor Soal : 260 / FT_USD / TM / Agustus / 2002

Yang dipersiapkan dan disusun oleh :

NAMA : WAHYU WIDHI WIJANARKO
NIM. : 99 5214 159

Telah Dipertahankan Di Depan Dewan Penguji
Pada Tanggal 27 September 2003

Susunan Dewan Penguji

Pembimbing Utama



Ir. Mudjijana, M.Eng.



Ir. Rines, M.T.

Anggota Dewan Penguji



Budi Setyadahana, ST., M.T.



RB. Dwiseno Wihadi, S.T., M.Si.



Budi Sugiharto, S.T., M.T.

Tugas Akhir ini telah diterima sebagai salah satu persyaratan
Untuk memperoleh gelar Sarjana Teknik

Yogyakarta, Oktober 2003

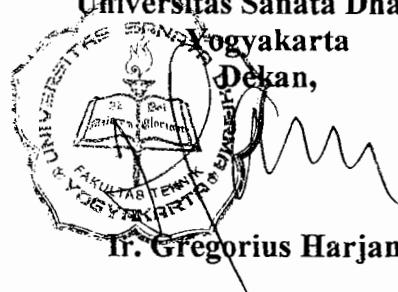
Fakultas Teknik

Universitas Sanata Dharma

Yogyakarta

Dekan,

Ir. Gregorius Harjanto





JURUSAN TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNIK - UNIVERSITAS SANATA DHARMA

Kampus III, Paingan Maguwoharjo, Sleman – Yogyakarta
Telp. (0274) 883037, 886530; Fax. (0274) 886529; Email: teknik@usd.ac.id

Surat ini dibuat pada hari **[REDACTED]**, bulan **[REDACTED]**, tahun **[REDACTED]**.

Dengan ini kami menginformasikan bahwa surat ini dibuat dengan tujuan **[REDACTED]**.

Dalam surat ini, kami menyatakan bahwa **[REDACTED]** dan **[REDACTED]** adalah orang yang benar-benar berada di dalam surat ini.

Dengan ini kami menginformasikan bahwa surat ini dibuat dengan tujuan **[REDACTED]**.

Dalam surat ini, kami menyatakan bahwa **[REDACTED]** dan **[REDACTED]** adalah orang yang benar-benar berada di dalam surat ini.

Dengan ini kami menginformasikan bahwa surat ini dibuat dengan tujuan **[REDACTED]**.

Dalam surat ini, kami menyatakan bahwa **[REDACTED]** dan **[REDACTED]** adalah orang yang benar-benar berada di dalam surat ini.

Dengan ini kami menginformasikan bahwa surat ini dibuat dengan tujuan **[REDACTED]**.

Dalam surat ini, kami menyatakan bahwa **[REDACTED]** dan **[REDACTED]** adalah orang yang benar-benar berada di dalam surat ini.

PERNYATAAN KEASLIAN KARYA

Saya menyatakan dengan sesungguhnya bahwa Tugas Akhir ini tidak memuat karya orang lain, kecuali yang disebutkan dalam kutipan dan daftar pustaka, sebagaimana layaknya karya ilmiah.

Yogyakarta, September 2003

Penulis

Wahyu Widhi Wijanarko

NIM : 99 521 4159

HALAMAN MOTTO DAN PERSEMBAHAN

- *I hope to be remembered as someone who made the earth a little more beautiful.*
- *Dream what you want to dream, go where you want to go, be what you want to be, because you have only one life and one chance to do all things you want to do.*
- *Do kindness for others.*

I'd like to decide this to :

Jesus Christ, for everything that He has done to me.

My family that always beside me, your supports are more than anything to me.

Everyone in Earthkids, for smile and happiness time in my life.

Everyone that makes my life change.

KATA PENGANTAR

Penulis mengucapkan syukur yang sebesar-besarnya kepada Tuhan Yang Maha Esa yang telah melimpahkan rahmat dan karunia-Nya, sehingga penulis dapat menyelesaikan penulisan tugas akhir ini dengan baik, sebagai syarat untuk memperoleh gelar sarjana pada Fakultas Teknik Jurusan Teknik Mesin Universitas Sanata Dharma Yogyakarta.

Penulis menyadari bahwa keberhasilan dalam menyelesaikan penulisan tugas akhir ini tidak terlepas dari bantuan berbagai pihak. Oleh karena itu dalam kesempatan ini penulis hendak mengucapkan terima kasih dan penghargaan yang sebesar-besarnya kepada yang terhormat:

1. Bapak Ir. Gregorius Harjanto, selaku Dekan Fakultas Teknik Universitas Sanata Dharma Yogyakarta.
2. Bapak Yosef Agung Cahyanta,S.T.,M.T., selaku Ketua Jurusan Teknik Mesin Universitas Sanata Dharma Yogyakarta.
3. Bapak Ir. Mudjijana,M.Eng., selaku pembimbing utama dalam penyusunan tugas akhir ini, yang telah membimbing penulis dari awal hingga terselesaiannya tugas akhir ini.
4. Bapak Ir. Rines, M.T., selaku pembimbing kedua dalam penyusunan tugas akhir ini, yang telah membimbing penulis dari awal hingga terselesaiannya tugas akhir ini.
5. Segenap staf dan karyawan sekretariat Jurusan Teknik Mesin Universitas Sanata Dharma Yogyakarta.

6. Bapak, Ibu, mas Frans, mas Luluk dan adikku Yohan yang selalu memberi dukungan moral dan spiritual bagi penulis dalam menyelesaikan tugas akhir ini.
7. Teman-temanku : Joko yang pintar, Tribus, Victor, Nanung, Nuning, Boy, Joe, Triana, Emonem, Lukas, Truman, Acay, dan semua penghuni kostan, sobat-sobat di Earthkids dan Terban's Camp, Prita, teman-teman di ECC, yang telah memberikan dorongan dan semangat bagi penulis selama ini.
8. Semua pihak yang tidak dapat penulis sebutkan satu persatu, yang telah banyak memberikan bantuan selama penulisan tugas akhir ini.

Masih banyak kekurangan-kekurangan, maka kritik maupun saran senantiasa penulis harapkan demi kebaikan serta kesempurnaan penulisan tugas akhir ini.

Penulis mohon maaf apabila dalam penulisan tugas akhir ini terdapat kekeliruan dan kesalahan, dan semoga tugas akhir ini dapat bermanfaat.

Yogyakarta, September 2003

Penulis

ABSTRACT

The principal movement drive of feed gearbox : rotation is transmitted from speed gearbox through 4 spur gears as transmission gears. In the feed gearbox there are gear transmissions used to produce feeding ranges as a plan.

The first step of this feed gearbox's concept is to determine the feeding range and the thread pitch range and the structural formula for this feed gearbox. The second step is to determine the gear ratio needed. Then the result of that calculation will be used as a reference to construct this machine's structure.

Data of the feed gearbox are feeding ranges from 0,06 to 0,35 mm/rot and thread pitch ranges from 0,5 to 2,5 mm. The structural formula for this feed gearbox $z = 2(1) 4(2) 2(8)$.

INTISARI

Prinsip kerja dari *feed gearbox* : putaran dari *speed gearbox* ditransmisikan melalui roda gigi transmisi yang berupa 4 buah roda gigi lurus. Di dalam *feed gearbox* terdapat transmisi roda gigi yang digunakan untuk menghasilkan jangkauan *feeding* yang diinginkan.

Langkah pertama dalam perancangan *feed gearbox* ini adalah menentukan jangkauan kecepatan pemakanan dan jarak kisar ulir serta menentukan formula struktur dari *feed gearbox*. Langkah kedua adalah menentukan besarnya ratio roda gigi yang dibutuhkan. Kemudian hasil dari perhitungan ini menjadi dasar perancangan untuk struktur mesin yang lainnya.

Data dari *feed gearbox* adalah : jangkauan kecepatan pemakanan dari 0,06 sampai 0,35 mm/put dan jangkauan jarak kisar ulir dari 0,5 sampai 2,5 mm. Formula struktur yang digunakan untuk *feed gearbox* adalah $z = 2(1) 4(2) 2(8)$.

DAFTAR ISI



HALAMAN JUDUL	i
HALAMAN PERSETUJUAN PEMBIMBING	ii
HALAMAN PENGESAHAN	iii
HALAMAN SOAL	iv
HALAMAN KEASLIAN KARYA	v
HALAMAN MOTTO DAN PERSEMBAHAN	vi
KATA PENGANTAR	vii
ABSTRACT	ix
INTISARI	x
DAFTAR ISI	xi
DAFTAR TABEL	xiv
DAFTAR GAMBAR	xix
DAFTAR NOTASI	xxii
DAFTAR LAMPIRAN	xxvi
BAB I PENDAHULUAN	1
1.1 Latar Belakang	1
1.2 Pembagian Mesin Bubut	2
1.3 Perhitungan untuk daya motor	3
BAB II DASAR TEORI	5
2.1 Penggeraan Pada Mesin Bubut	5
2.2 Prinsip Kerja Dan Gerakan	8

2.3 Bagian Utama Mesin Bubut	9
BAB III PERENCANAAN	13
3.1 Menentukan Variasi Putaran	13
3.1.1 Kecepatan Pemakanan	13
3.2.1 Kecepatan Pemakanan ulir mm	15
3.2 Menentukan Formula Struktur	16
3.3 Perancangan Penggerak Utama	18
3.4 Menentukan Rasio Transmisi	28
BAB IV PERHITUNGAN TRANSMISI	31
4.1 Perhitungan Roda Gigi	31
4.1.1 Perhitungan ukuran roda gigi	31
4.1.2 Menentukan material roda gigi	37
BAB V ANALISIS GAYA	53
5.1 Analisis Gaya Pada Poros B	54
5.2 Analisis Gaya Pada Poros I	59
5.3 Analisis Gaya Pada Poros II	66
5.4 Analisis Gaya Pada Poros III	72
5.5 Analisis Gaya Pada Poros IV	78
5.6 Analisis Gaya Pada Poros V	81
BAB VI PERHITUNGAN POROS	83
6.1 Jenis Poros	83
6.2 Dasar Perhitungan Poros	83
6.3 Perhitungan Poros B	84
6.4 Perhitungan Poros I	87

6.5	Perhitungan Poros II	94
6.6	Perhitungan Poros III	101
6.7	Perhitungan Poros IV	107
6.8	Perhitungan Poros V	110
BAB VII	SAMBUNGAN PADA POROS DAN KOPLING	113
7.1	Sambungan Pada Poros	113
7.1.1	Pasak	113
7.1.2	Poros bintang	115
BAB VIII	PERHITUNGAN BANTALAN	117
8.2	Perhitungan Bantalan Gelinding	117
8.3	Perhitungan Bantalan Luncur	121
BAB IX	PELUMASAN	124
BAB X	RINGKASAN	126
BAB XI	KESIMPULAN	131
DAFTAR PUSTAKA		132
LAMPIRAN		133

DAFTAR TABEL

Tabel 3.1 Variasi kecepatan pemakanan biasa	15
Tabel 3.2 Variasi kecepatan pemakanan ulir mm	16
Tabel 3.3 Variasi kecepatan pemakanan ulir mm standar	16
Tabel 4.1 Ukuran pasangan roda gigi z3-z4, z5-z7, dan z6-z8	35
Tabel 4.2 Ukuran pasangan roda gigi z8-z12, z9-z13, dan z10-z14	35
Tabel 4.3 Ukuran pasangan roda gigi z11-z15, z16-z18, dan z17-z19	36
Tabel 4.4 Ukuran pasangan roda gigi z18-z20	36
Tabel 4.5 Kekuatan pasangan roda gigi z3-z4, z5-z7, dan z6-z8	48
Tabel 4.6 Kekuatan pasangan roda gigi z8-z12, z9-z19, dan z10-z14	49
Tabel 4.7 Kekuatan pasangan roda gigi z11-z15, dan z16-z18	50
Tabel 4.8 Kekuatan pasangan roda gigi z19-z20 dan z22-z24	51
Tabel 4.9 Pemilihan material roda gigi	52
Tabel 5.1 Hasil perhitungan posisi 2 pada poros I	65
Tabel 5.2 Data posisi 1 poros II	67
Tabel 5.3 Hasil perhitungan posisi 1 pada poros II	67
Tabel 5.4 Data posisi 2 poros II	68
Tabel 5.5 Hasil perhitungan posisi 2 pada poros II	68
Tabel 5.6 Data posisi 3 poros II	68
Tabel 5.7 Hasil perhitungan posisi 3 pada poros II	68
Tabel 5.8 Data posisi 4 poros II	69
Tabel 5.9 Hasil perhitungan posisi 4 pada poros II	69
Tabel 5.10 Data posisi 5 poros II	69

Tabel 5.11 Hasil perhitungan posisi 5 pada poros II	69
Tabel 5.12 Data posisi 6 poros II	70
Tabel 5.13 Hasil perhitungan posisi 6 pada poros II	70
Tabel 5.14 Data posisi 7 poros II	70
Tabel 5.15 Hasil perhitungan posisi 7 pada poros II	70
Tabel 5.16 Data posisi 8 poros II	71
Tabel 5.17 Hasil perhitungan posisi 8 pada poros II	71
Tabel 5.18 Data posisi 1 poros III	73
Tabel 5.19 Hasil perhitungan posisi 1 pada poros III	73
Tabel 5.20 Data posisi 2 poros III	74
Tabel 5.21 Hasil perhitungan posisi 2 pada poros III	74
Tabel 5.22 Data posisi 3 poros III	74
Tabel 5.23 Hasil perhitungan posisi 3 pada poros III	74
Tabel 5.24 Data posisi 4 poros III	75
Tabel 5.25 Hasil perhitungan posisi 4 pada poros III	75
Tabel 5.26 Data posisi 5 poros III	75
Tabel 5.27 Hasil perhitungan posisi 5 pada poros III	75
Tabel 5.28 Data posisi 6 poros III	76
Tabel 5.29 Hasil perhitungan posisi 6 pada poros III	76
Tabel 5.30 Data posisi 7 poros III	76
Tabel 5.31 Hasil perhitungan posisi 7 pada poros III	76
Tabel 5.32 Data posisi 8 poros III	77
Tabel 5.33 Hasil perhitungan posisi 8 pada poros III	77
Tabel 5.34 Data posisi 1 poros IV	79

Tabel 5.35 Hasil perhitungan posisi 1 pada poros IV	79
Tabel 5.36 Data posisi 2 poros IV	80
Tabel 5.37 Hasil perhitungan posisi 2 pada poros IV	80
Tabel 5.38 Data posisi 1 poros V	82
Tabel 5.39 Hasil perhitungan posisi 1 pada poros V	82
Tabel 6.1 Data pada poros I	92
Tabel 6.2 Hasil perhitungan $\tan \theta$ pada poros I	92
Tabel 6.3 Data pada poros I	92
Tabel 6.4 Hasil perhitungan $\tan \theta$ pada poros I	92
Tabel 6.5 Data posisi 1	96
Tabel 6.6 Hasil perhitungan $\tan \theta$ posisi 1	96
Tabel 6.7 Data posisi 2	97
Tabel 6.8 Hasil perhitungan $\tan \theta$ posisi 2	97
Tabel 6.9 Data posisi 3	97
Tabel 6.10 Hasil perhitungan $\tan \theta$ posisi 3	97
Tabel 6.11 Data posisi 4	98
Tabel 6.12 Hasil perhitungan $\tan \theta$ posisi 4	98
Tabel 6.13 Data posisi 5	98
Tabel 6.14 Hasil perhitungan $\tan \theta$ posisi 5	98
Tabel 6.15 Data posisi 6	99
Tabel 6.16 Hasil perhitungan $\tan \theta$ posisi 6	99
Tabel 6.17 Data posisi 7	99
Tabel 6.18 Hasil perhitungan $\tan \theta$ posisi 7	99
Tabel 6.19 Data posisi 8	100

Tabel 6.20 Hasil perhitungan tan θ posisi 8	100
Tabel 6.21 Hasil perhitungan putaran kritis pada poros II	100
Tabel 6.22 Data posisi 1	102
Tabel 6.23 Hasil perhitungan tan θ posisi 1	103
Tabel 6.24 Data posisi 2	103
Tabel 6.25 Hasil perhitungan tan θ posisi 2	103
Tabel 6.26 Data posisi 3	103
Tabel 6.27 Hasil perhitungan tan θ posisi 3	104
Tabel 6.28 Data posisi 4	104
Tabel 6.29 Hasil perhitungan tan θ posisi 4	104
Tabel 6.30 Data posisi 5	104
Tabel 6.31 Hasil perhitungan tan θ posisi 5	105
Tabel 6.32 Data posisi 6	105
Tabel 6.33 Hasil perhitungan tan θ posisi 6	105
Tabel 6.34 Data posisi 7	105
Tabel 6.35 Hasil perhitungan tan θ posisi 7	106
Tabel 6.36 Data posisi 8	106
Tabel 6.37 Hasil perhitungan tan θ posisi 8	106
Tabel 6.38 Hasil perhitungan putaran kritis pada poros III	107
Tabel 6.39 Data posisi 1	109
Tabel 6.40 Hasil perhitungan tan θ posisi 1	109
Tabel 6.41 Data posisi 2	109
Tabel 6.42 Hasil perhitungan tan θ posisi 2	109
Tabel 6.43 Hasil perhitungan putaran kritis pada poros IV	110

Tabel 6.44 Data posisi 1	112
Tabel 6.45 Hasil perhitungan tan θ posisi 1	112
Tabel 6.46 Hasil perhitungan putaran kritis pada poros V	112
Tabel 7.1 Hasil perhitungan p poros bintang	116
Tabel 7.2 Material poros bintang	116
Tabel 8.1 Hasil perhitungan bantalan gelinding poros II	119
Tabel 8.2 Hasil perhitungan bantalan gelinding poros III	120
Tabel 8.3 Hasil perhitungan bantalan gelinding poros IV	120
Tabel 8.4 Hasil perhitungan bantalan gelinding poros V	120
Tabel 8.5 Data perhitungan bantalan luncur poros V	123
Tabel 8.6 Hasil perhitungan bantalan luncur poros V	123
Tabel 10.1 Data roda gigi	126
Tabel 10.1 Data ratio untuk tiap posisi feeding	127

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1.a Contoh pemgerjaan dalam	6
Gambar 2.1.b Contoh penggerjaan luar	6
Gambar 2.2 Prinsip gerakan waktu membubut	7
Gambar 3.1 Diagram struktur 2(1) 4(2) 2(8).	17
Gambar 3.2 Diagram <i>feed chart</i> 2(1) 4(2) 2(8).	18
Gambar 3.3 Diagram kinematika <i>feed gearbox</i>	19
Gambar 3.4 Diagram kinematika <i>feeding</i> 0,35 mm/put	21
Gambar 3.5 Diagram kinematika untuk feeding 0,31 mm/put	22
Gambar 3.6 Diagram kinematika untuk feeding 0,28mm/put	22
Gambar 3.7 Diagram kinematika untuk feeding 0,25 mm/put	22
Gambar 3.8 Diagram kinematika untuk feeding 0,22 mm/put	23
Gambar 3.9 Diagram kinematika untuk feeding 0,2 mm/put	23
Gambar 3.10 Diagram kinematika untuk feeding 0,18 mm/put	23
Gambar 3.11 Diagram kinematika untuk feeding 0,16 mm/put	24
Gambar 3.12 Diagram kinematika untuk feeding 0,14 mm/put	24
Gambar 3.13 Diagram kinematika untuk feeding 0,125 mm/put	24
Gambar 3.14 Diagram kinematika untuk feeding 0,11 mm/put	25
Gambar 3.15 Diagram kinematika untuk feeding 0,11 mm/put	25
Gambar 3.16 Diagram kinematika untuk feeding 0,09 mm/put	25
Gambar 3.17 Diagram kinematika untuk feeding 0,08 mm/put	26
Gambar 3.18 Diagram kinematika untuk feeding 0,07 mm/put	26
Gambar 3.19 Diagram kinematika untuk feeding 0,06 mm/put	26

Gambar 3.20 Diagram kinematika mesin bubut	27
Gambar 4.1 Kaki gigi	37
Gambar 4.2 Dinding gigi	37
Gambar 4.3 Sariawan dinding gigi	38
Gambar 5.1 Posisi sumbu poros	53
Gambar 5.2 Arah gaya pada poros B	55
Gambar 5.3 Analisis gaya arah horisontal	56
Gambar 5.4 BMD arah horisontal	57
Gambar 5.5 Analisis gaya arah vertikal	57
Gambar 5.6 BMD arah vertikal	58
Gambar 5.7 BMD gabungan	59
Gambar 5.8 Arah gaya pada poros I	60
Gambar 5.9 Analisis gaya arah horisontal	61
Gambar 5.10 BMD arah horisontal	62
Gambar 5.11 Analisis gaya arah vertikal	62
Gambar 5.12 BMD arah vertikal	64
Gambar 5.13 BMD gabungan	65
Gambar 5.14 Arah gaya pada poros II	66
Gambar 5.15 Analisis gaya arah horisontal	66
Gambar 5.16 Analisis gaya arah vertikal	67
Gambar 5.17 BMD gabungan poros II	72
Gambar 5.18 Arah gaya poros III	72
Gambar 5.19 Analisis gaya arah horisontal	73
Gambar 5.20 Analisis gaya arah vertikal	73

Gambar 5.21 BMD gabungan poros III	78
Gambar 5.22 Arah gaya pada poros IV	78
Gambar 5.23 Analisis gaya arah horisontal	79
Gambar 5.24 Analisis gaya arah vertikal	79
Gambar 5.25 BMD gabungan poros IV	80
Gambar 5.26 Arah gaya poros V	81
Gambar 5.27 Analisis gaya arah horisontal	81
Gambar 5.28 Analisis gaya arah vertikal	81
Gambar 5.29 BMD gabungan poros V	82

DAFTAR NOTASI

a_d	jarak poros	mm
b	lebar roda gigi	mm
b_1	faktor kekasaran permukaan poros	
b_2	faktor ukuran poros	
C	batas beban nominal dinamik	kN
C_a	kelonggaran kepala	
C_o	kelonggaran sisi	
C_v	faktor pembebangan	
C_β	faktor kemiringan	
c_1	faktor tegangan puntir	
d	diameter	mm
d_a	diameter lingkaran kepala roda gigi	mm
d_b	diameter lingkaran dasar roda gigi	mm
d_f	diameter lingkaran kaki roda gigi	mm
d_k	diameter inti poros	mm
d_0	diameter lingkaran jarak bagi	mm
E	modulus elastis	N/mm ²
F	gaya	N
F_a	gaya aksial	N
f_{pe}	penyimpangan ijin dari jarak bagi kontak roda gigi terputar	µm
F_r	gaya radial	N

F_t	gaya keliling nominal (tangensial)	N
h	tinggi gigi	mm
h_a	tinggi kepala gigi	mm
h_f	tinggi kaki gigi	mm
i	rasio transmisi	
I	momen inersia	mm^4
I_p	momen inersia polar	mm^4
k_e	faktor pasangan	μm^{-1}
$K_{F\alpha}$	faktor distribusi beban dahi	
$K_{F\beta}$	faktor distirbusi beban arah lebar gigi	
$K_{H\alpha}$	faktor distribusi beban dahi	
$K_{H\beta}$	faktor distirbusi beban arah lebar gigi	
K_I	faktor kerja	
K_V	faktor dinamik	
L	panjang	mm
L_h	umur pakai nominal	jam
m	modul roda gigi	mm
M	momen	Nmm
M_b	momen lengkung	Nmm
M_g	momen gesekan	kgmm
M_t	momen puntir	Nmm
M_v	momen gabungan	Nmm
n	kecepatan putaran	rpm
N_c	putaran kritis	rpm

p	jarak bagi	mm
P	beban nominal dinamik	kN
\bar{p}	tekanan permukaan ijin	N/mm ²
p_e	jarak bagi kontak	mm
q	faktor bantalan	
q_L	faktor pembantu	
R	gaya reaksi	N
r	jari-jari	mm
S_F	angka keamanan gigi terhadap patah kontinyu	
S_H	angka keamanan terhadap kerusakan dinding	
v	kecepatan keliling	m/s
w	gaya keliling nominal spesifik	N/mm
w_{Ft}	gaya keliling spesifik	N/mm
w_{Ht}	gaya keliling spesifik	N/mm
Y_F	faktor bentuk gigi	
Y_β	faktor sudut kemiringan	
Y_ε	faktor beban	
Z_H	faktor bentuk dinding gigi	
Z_M	faktor material	
Z_ε	faktor overlap	
z_l	Jumlah gigi	
α	sudut kontak kerja	°
α_0	faktor batas tegangan dinamik	

β	sudut kemiringan roda gigi	◦
β_b	sudut kemiringan pada silinder dasar	◦
β_k	angka efek lekuk	
ε_α	derajat overlap kontak	
ε_β	derajat lompatan overlap	
η	efisiensi	
ϕ	sudut puntir	◦
θ	sudut defleksi	◦
σ_B	batas patah	N/mm ²
$\bar{\sigma}_b$	tegangan lengkung ijin	N/mm ²
σ_{bSch}	batas tegangan lengkung ulang	N/mm ²
σ_{bw}	batas tegangan lengkung ganti	N/mm ²
σ_F	tegangan kaki gigi	N/mm ²
σ_{FD}	Batas patah dinamik	N/mm ²
σ_H	tegangan permukaan dinding gigi	N/mm ²
σ_{HD}	Batas gelinding dinamis	N/mm ²
τ_{tSch}	batas tegangan puntir ulang	N/mm ²

DAFTAR LAMPIRAN

Tabel A Modul standard roda gigi	134
Tabel B Batasan lebar roda gigi	134
Tabel C Faktor kerja roda gigi (K_I)	134
Tabel D Faktor pembebanan roda gigi (C_V)	135
Tabel E Faktor kemiringan roda gigi (C_β)	135
Tabel F Faktor pasangan bahan roda gigi (k_e)	135
Tabel G Pemilihan kualitas gigi untuk roda gigi logam	135
Tabel H Penyimpangan ijin dari jarak bagi kontak roda gigi (f_{pe})	136
Tabel I Faktor bentuk gigi (Y_F)	137
Tabel J Faktor material roda gigi (Z_M)	138
Tabel K Pemilihan material roda gigi	139
Tabel L Diagram Smith	140
Tabel M Faktor tegangan puntir (c_1)	140
Tabel N Ukuran kehalusan berdasarkan kualitas permukaan poros	141
Tabel O Tegangan patah untuk baja (σ_B)	141
Tabel P Faktor kekasaran permukaan (b_1)	142
Tabel Q Faktor ukuran (b_2)	142
Tabel R Dimensi pasak	142
Tabel S Tekanan permukaan untuk pasak dan poros bintang	143
Tabel T Dimensi poros bintang	143
Tabel U Umur pakai bantalan gelinding	144
Tabel V Faktor gaya untuk bantalan gelinding	145

Tabel W Tipe bantalan gelinding	146
Tabel X Tekanan permukaan untuk bantalan luncur	147
Tabel Y Pemilihan pelumas	147

BAB I

PENDAHULUAN

1. Latar Belakang

Setiap bengkel mesin konstruksi dan bengkel-bengkel penggerjaan logam selalu terdapat mesin bubut, dikarenakan banyaknya kegunaan mesin ini dalam pembuatan maupun perbaikan suatu elemen konstruksi. Mesin yang gerak utamanya berputar ini berfungsi sebagai pengubah bentuk dan ukuran benda dengan jalan menyayat benda tersebut dengan pahat penyayat.

Pembubutan adalah proses yang paling penting dan paling sering dilakukan di dalam pemberian bentuk secara menyerpih.

Alasan pembubutan memegang peranan penting adalah :¹

1. Banyak bagian konstruksi mesin dan juga perkakas menurut bentuk dasarnya merupakan benda putar (benda rotasi). Untuk membuat benda kerja ini sering digunakan cara pembubutan.
2. Perkakas bubut relatif sederhana dan karenanya juga murah.
3. Dalam proses pembubutan, pahat mengelupas serpih secara tak terputus sehingga daya sayat yang baik dapat dicapai.

Mesin bubut merupakan mesin perkakas yang dipergunakan untuk memproduksi benda yang berbentuk silindris. Misalnya : spindel, *ring*, baut, poros, dan lain-lain. Semua bentuk benda kerja di atas merupakan bagian-bagian

¹ Nunung G.R, Teori Bengkel, Akademi Teknik Mesin Industri, Surakarta, hal 10

penting dari mesin, *jig*, *fixture*, dan cekam. Begitu pula alat-alat seperti *milling cutter* (pemotong frais), mata bor, *reamer* atau tap berpenampang bulat.

2. Pembagian Mesin Bubut

Bentuk dan ukuran mesin bubut itu bermacam-macam, dari ukuran kecil sederhana yang terpasang pada bangku kerja sampai pada ukuran besar dengan perlengkapan yang lengkap. Tetapi semuanya memiliki dasar kerja yang sama.

Ukuran mesin bubut dapat ditentukan melalui hal sebagai berikut :

1. diameter benda kerja yang dapat diputar.
2. panjang benda kerja yang dapat dipasang.
3. panjang dari *bed* mesin bubut.

Ukuran ini menunjukkan kapasitas kerjanya.

Pada garis besarnya mesin bubut dapat dikelompokan dalam empat kelompok, yaitu mesin bubut ringan, mesin bubut sedang, mesin bubut standard, dan mesin bubut beralas panjang.

1. Mesin bubut ringan.

Macam mesin bubut ini dimaksudkan untuk latihan dan pekerjaan mesin ringan. Bentuk peralatannya kecil dan sederhana, dan dipergunakan untuk mengerjakan benda-benda yang berukuran kecil pula. Mesin ini terbagi atas mesin bubut bangku dan model lantai.

2. Mesin bubut sedang.

Konstruksi mesin bubut ini lebih cermat dan diperlengkapi dengan penggabungan peralatan khusus. Oleh karena itu mesin ini dipergunakan untuk pekerjaan yang lebih banyak variasinya dan lebih teliti.

4. Mesin bubut beralas panjang.

Mesin bubut ini termasuk mesin bubut industri yang dipergunakan untuk mengerjakan pekerjaan-pekerjaan yang panjang dan besar, misalnya membuat poros-poros kapal.

3. Perhitungan untuk daya motor.

Dasar-dasar pertimbangan dalam menghitung daya yang dibutuhkan.:

- a) Jenis material adalah baja konstruksi umum (St 37). Dimana harga kecepatan potong untuk St 37 dengan pahat dari HSS, yaitu $v = 40 \text{ m/men}$.
- b) Karena berupa pembubutan kasar, maka s (*feeding*) diambil $0,35 \text{ mm/put}$. Sedangkan kedalaman pemakanan (a) sebesar 2 mm .
- c) Diameter benda kerja maksimal yang dapat dikerjakan pada mesin bubut ini sebesar 160 mm .

1) Menghitung putaran benda kerja yang dipakai.

Data : $d_{bk} = 160 \text{ mm}$, $v = 40 \text{ m/men}$.

$$\begin{aligned} n &= \frac{1000 \times v}{\pi \times d_{bk}} && (1.1) \\ &= \frac{1000 \times 40}{\pi \times 160} = 79,577 \text{ rpm} \end{aligned}$$

Dipilih putaran terdekat yaitu $n = 80 \text{ rpm}$.

2) Menghitung gaya pemotongan.

Data : material St 37

$$s = 0,35 \text{ mm/put}$$

$$a = 2 \text{ mm}$$

$$\text{Ketebalan tatal (} h \text{)} = s \cdot \sin 45^\circ \quad (1.2)$$

$$= 0,35 \times \sin 45^\circ$$

$$\approx 0,247 \text{ mm}$$

Dari Tabel Z diperoleh gaya potong spesifik (k) $\approx 2254,5 \text{ N/mm}^2$

$$\begin{aligned} \text{Gaya pemotongan } (F_C) &= k \cdot s \cdot a & (1.3) \\ &= 2254,5 \times 0,35 \times 2 \\ &= 1578,15 \text{ N} \end{aligned}$$

3) Mencari efisiensi mekanis untuk *speed gearbox*.

$$\text{Sabuk V : } \eta_v = 0,96 \quad \text{Kopling piringan : } \eta_{kp} = 0,9$$

$$\text{Roda gigi lurus : } \eta_{rg} = 0,98$$

$$\begin{aligned} \text{Jadi : } \eta_{tot} &= \eta_v \cdot \eta_{rg}^4 \cdot \eta_{kp} & (6) \\ &= 0,96 \times 0,98^4 \times 0,9 \\ &\approx 0,797 \end{aligned}$$

4) Perhitungan untuk daya motor.

Menghitung daya potong :

$$\begin{aligned} P_c &= \frac{F_c \times v}{60000 \times \eta_{tot}} & (7) \\ &= \frac{1578,15 \times 40}{60000 \times 0,797} \\ &= 1,3202 \text{ kW} \end{aligned}$$

Daya tersebut masih harus ditambah kurang lebih 5 % dari P_c untuk daya *feeding*.

$$\begin{aligned} P_f &= P_c \times \frac{5}{100} \\ &= 1,3202 \times \frac{5}{100} \\ &= 0,0660 \text{ kW} & (8) \end{aligned}$$

BAB II

DASAR TEORI

2.1 Pengrajaan Pada Mesin Bubut.

Bermacam-macam benda yang dibubut dapat dibedakan menurut proses pengrajaannya. Proses pengrajaan benda kerja pada mesin bubut dibagi menjadi dua bagian. Pengrajaan pada bagian luar benda kerja disebut pengrajaan luar (*outside turning*), sedangkan pengrajaan pada bagian dalam disebut pengrajaan dalam (*inside turning*). Adapun macam pengrajaannya yaitu membubut memanjang, membubut melintang, membubut tirus, membubut profil, dan membubut ulir. Selain itu dengan tambahan peralatan pembantu, kita bisa melakukan proses pengeboran dan *reaming*.

Keterangan dari masing-masing pengrajaan adalah dibawah ini :

1. Pembubutan memanjang.

Gerakan pemakanan berlangsung sejajar dengan sumbu perputaran. Dengan demikian yang dikerjakan adalah bidang permukaan luar benda kerja. Gerakan penyetelan menempatkan pahat pada posisi penyayatan yang tepat pada benda kerja selama pembubutan berlangsung. Kedalaman pemakanan ditentukan oleh penyetelan tegak lurus terhadap sumbu perputaran.

2. Pembubutan melintang.

Gerakan pemakanan berlangsung tegak lurus terhadap sumbu perputaran. Dengan cara ini dihasilkan bidang rata tegak lurus terhadap sumbu

perputaran. Biasanya untuk memperoleh panjang benda kerja yang tepat. Arah pemakanan bisa dari luar ke pusat perputaran atau sebaliknya. Kedalaman tusukan berlangsung sejajar dengan sumbu perputaran

3. Pembubutan tirus.

Gerakan pemakanan berlangsung menyudut (miring) terhadap sumbu perputaran. Penyetelan pemakanan tegak lurus terhadap gerak pemakanan, sehingga dihasilkan benda kerja yang tirus.

4. Pembubutan alur.

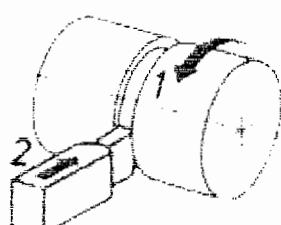
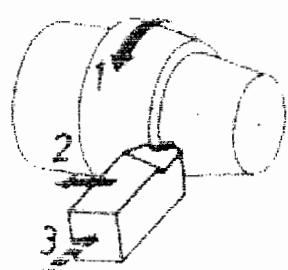
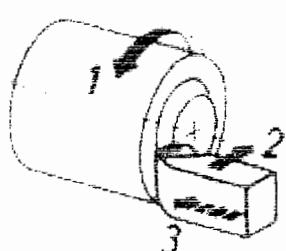
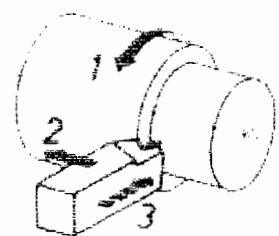
Gerakan pemakanan tegak lurus terhadap sumbu perputaran dan penyetelan kedalaman berlangsung tegak lurus terhadap sumbu putar.

5. Pembubutan ulir.

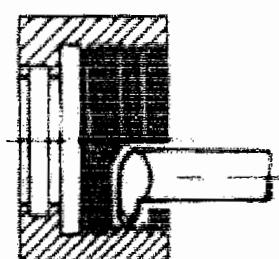
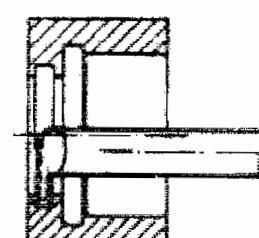
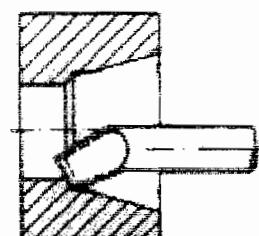
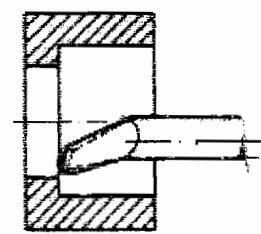
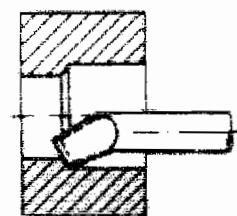
Gerakan pemakanan sejajar terhadap sumbu perputaran. Pembubutan dilakukan secara otomatis dengan kecepatan pemakanan sebesar jarak kisar ulir yang diinginkan.

Untuk mengetahui lebih jelas mengenai proses penggerjaan dalam dari proses pembubutan bisa dilihat pada Gambar 2.1.a dan Gambar 2.1.b untuk proses penggerjaan penggerjaan luar.

Pengerjaan Luar



Pengerjaan dalam



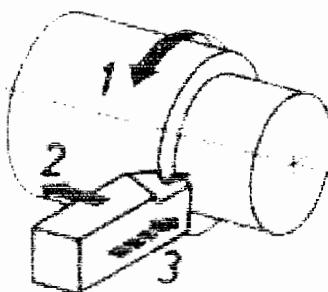
Gambar 2.1.a Contoh pengerjaan dalam

Gambar 2.1.b Contoh pengerjaan luar

2.2 Prinsip Kerja Dan Gerakan.

Perputaran mesin bubut ditimbulkan dari motor listrik yang dihubungkan dengan elemen mesin dengan perantaraan sabuk, kemudian diteruskan ke spindel. Benda kerja dipasang pada alat penjepit dan penjepit ini dipasang pada spindel utama mesin bubut. Penyayatan benda kerja yang berputar pada spindel utama dilakukan oleh pahat. Pahat bisa bergerak memanjang (*longitudinal*) maupun melintang (*transversal*) secara manual dan otomatis. Gerakan pahat secara otomatis disebabkan oleh *feed shaft* yang berputar. Mekanisme otomatisnya dihubungkan dengan *feed shaft*.

Pada mesin bubut terdapat gerakan-gerakan yang secara umum menjadi dasar proses pembubutan. Prinsip gerakan dasar tersebut senantiasa ada pada setiap mesin bubut. Untuk mengetahui lebih jelas tentang prinsip gerakan pada waktu membubut bisa dilihat pada Gambar 2.2



Gambar 2.2. Prinsip gerakan pada waktu membubut.

Adapun prinsip gerakan pada mesin bubut adalah sebagai berikut :

1) Gerakan utama.

Gerakan utama dari mesin bubut dilakukan oleh benda kerja yaitu gerakan berputar. Gerakan ini memungkinkan pahat menusuk benda kerja dan menghasilkan tatal.

2) Gerakan pemakanan.

Gerakan pemakanan melaksanakan kesinambungan benda kerja untuk disayat. Contohnya jika tidak ada gerakan pemakanan yang mendatangkan bahan untuk disayat, maka penyayatan akan terhenti setelah satu putaran benda kerja, walaupun gerakan utama berlangsung terus.

3) Gerakan penyetelan.

Gerakan ini adalah untuk menempatkan pahat pada posisi yang benar. Laju dan kedalaman tusukan menentukan besarnya penampang tatal.

2.3 Bagian Utama Mesin Bubut.

Bagian-bagian utama dari mesin bubut adalah :

- a) Kepala tetap atau kepala diam (*Headstock*).
- b) Bangku bubut (*Lathe bed*).
- c) Eretan lintang dan kombinasi. (*Carriage*)
- d) Kepala lepas (*Tail stock*).
- e) Sumbu pengatur gerak maju pemotongan (*Feed shaft*).
- f) Sumbu pengatur jarak kisar (*Lead screw*).

Penjelasan dari tiap – tiap bagian

a) Kepala tetap.

Kepala tetap adalah bagian mesin bubut yang terletak di bagian kiri mesin, dan berfungsi untuk memutar benda kerja. Pada bagian dalam kepala tetap terdapat sistem penggerak utama yang memindahkan putaran dari motor utama ke benda kerja dengan beberapa variasi putaran. Sistem penggerak utama pada kepala tetap ada tiga macam :

1. dengan puli dan sabuk.
2. dengan roda gigi.
3. kombinasi roda gigi dan sabuk.

Untuk memilih putaran dengan menggunakan handel pada kepala tetap.

Pada umumnya spindel utama dibuat berlubang. Lubang ini gunanya selain untuk mengurangi berat, juga untuk memasukkan benda kerja yang berukuran panjang pada waktu dibubut

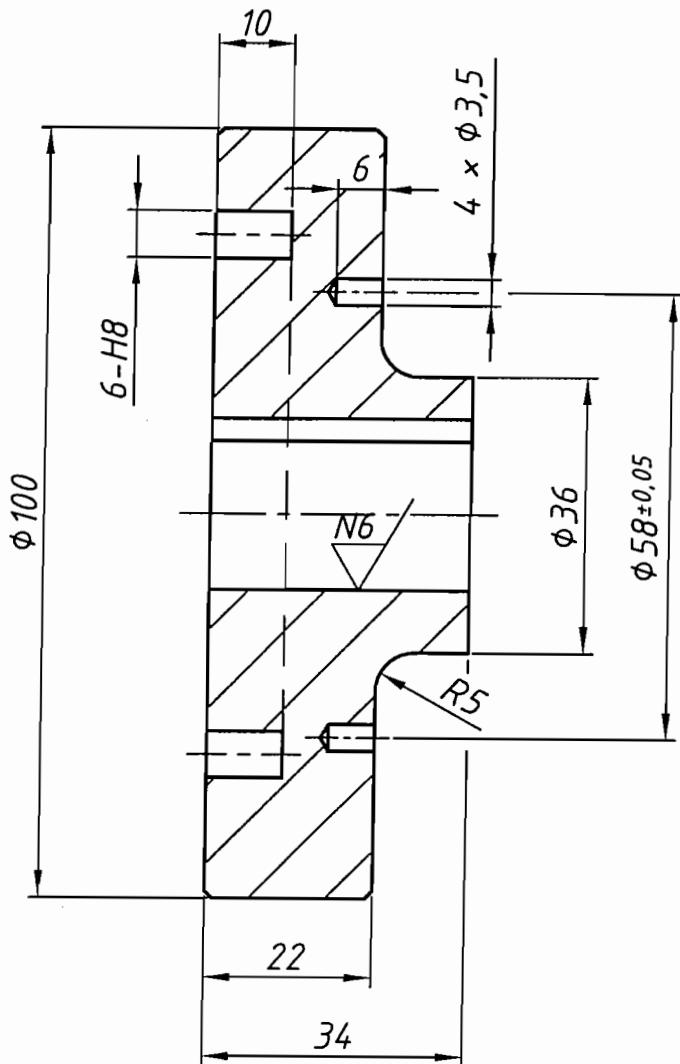
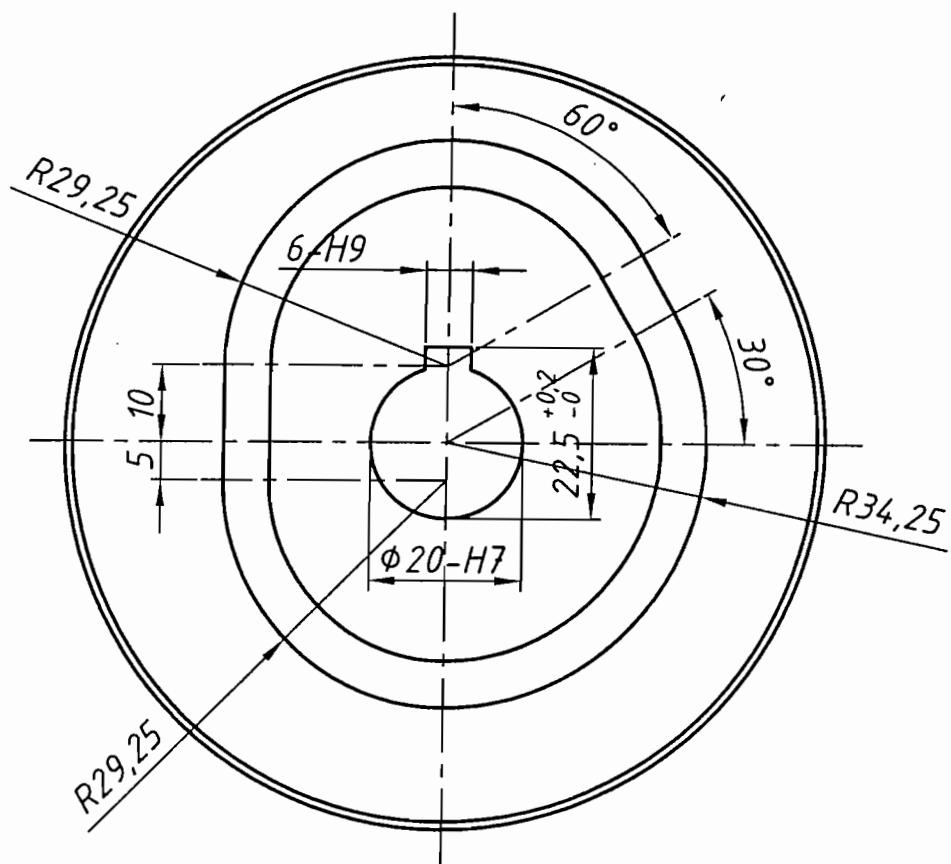
b) Bangku bubut.

Bangku bubut merupakan kerangka utama mesin bubut, tempat eretan serta kepala lepas bertumpu serta bergerak. Bangku bubut yang bentuknya memanjang ini juga merupakan tempat tumpuan gaya-gaya pemakanan pahat diwaktu membubut dan bisa berfungsi sebagai peredam getaran.

Bangku bubut sangat besar pengaruhnya terhadap ketelitian mesin. Ketelitian mesin tergantung dari ketegaran, kelurusinan, dan

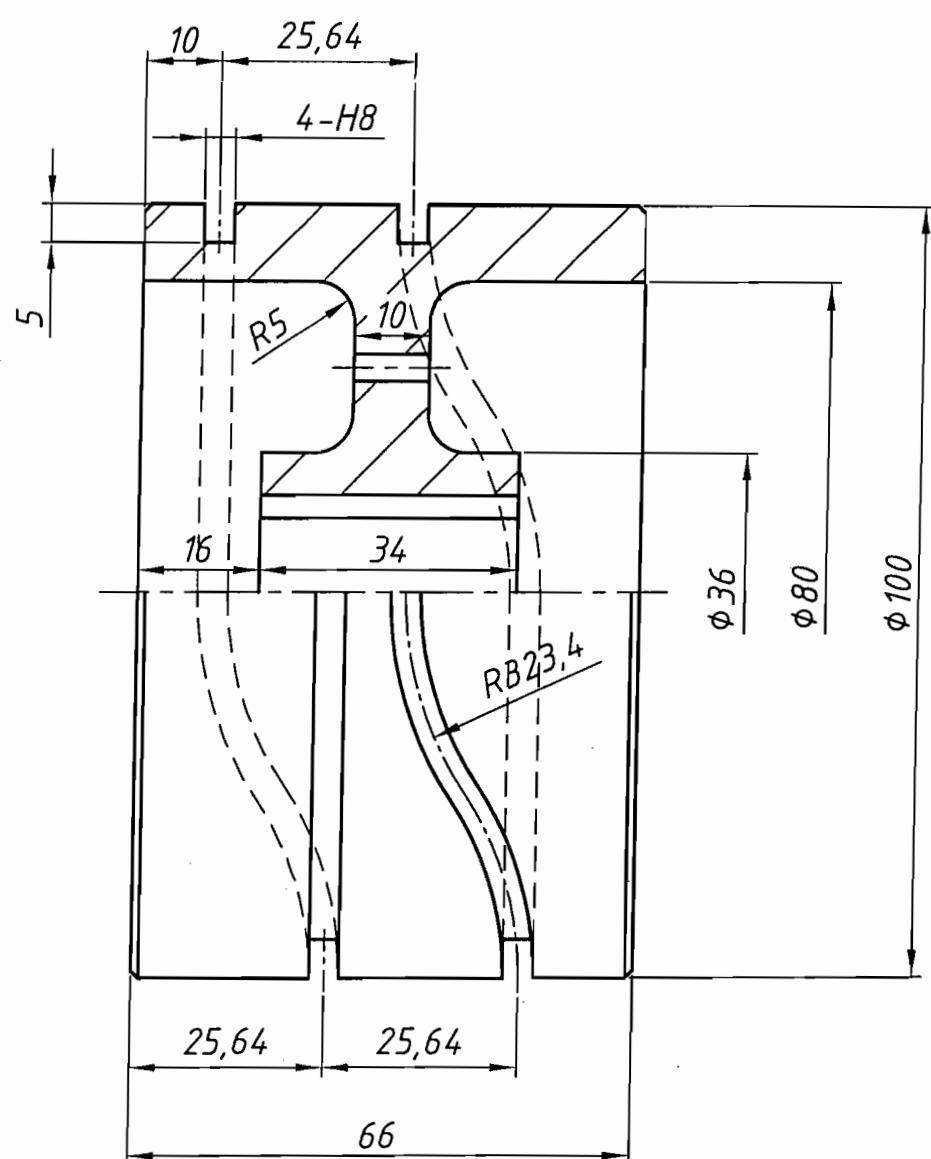
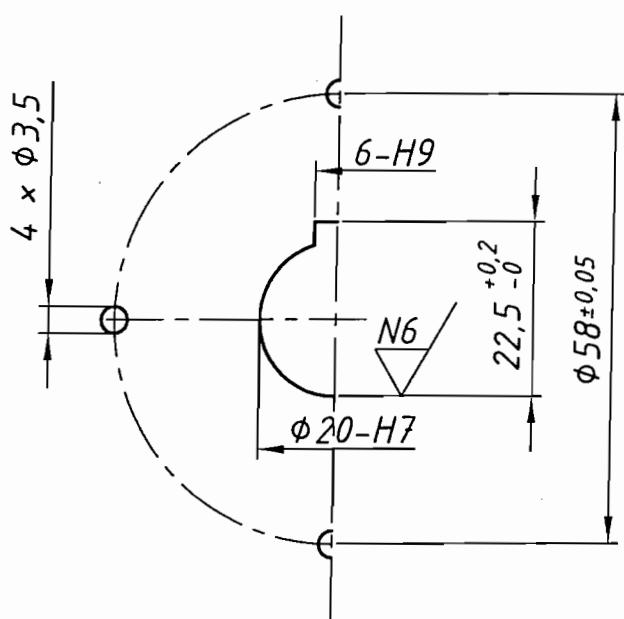
Item 69 N7 (✓)

all sharp edge chamfer $1 \times 45^\circ$



Item 73 N7 (✓)

all sharp edge chamfer $1 \times 45^\circ$



No.	Jml.	Nama	Material	Normalisasi	Keterangan
69	1	Piringan Penggeser	St.60		
73	1	Roda Penggeser	St.60		

	Skala : 1 : 1 Satuan : mm Tgl : 10-09-2003	Nama : Joko Supriyanto N I M : 99 5214 149 Diperiksa : Ir. Mudijana, M.Eng.	Keterangan
--	--------------------------------------------------	-----------------------------------------------------------------------------------	------------



kepresisian dari bangku bubut. Bangku bubut terbuat dari bahan tuangan yang kuat. Bentuk alur dari bangku bubut ada yang berbentuk V dan ada yang berbentuk datar.

c) Eretan lintang dan kombinasi

Fungsi dari eretan adalah untuk menggerakkan dan menghantarkan pahat, baik dalam gerak pemakanan maupun gerak penyetelan. Eretan harus bergerak tanpa kelonggaran di atas bangku bubut. Pada proses pembubutan selain ulir, eretan digerakkan oleh *feed shaft*. Sedangkan untuk pembubutan ulir, eretan digerakkan oleh *lead screw*. Pada apron terdapat mekanisme yang mengubah putaran *feed shaft* menjadi memanjang dan melintang.

d) Kepala lepas.

Kepala lepas adalah bagian mesin bubut yang terletak di bagian kanan mesin dan dipasang di atas bangku bubut. Fungsi alat ini adalah :

1. sebagai tempat penyangga ujung benda kerja di antara dua center.
2. sebagai tempat kedudukan bor pada waktu mengebor.
3. sebagai tempat kedudukan penjepit bor.

Poros kepala lepas berlubang tirus (tirus *morse*) sesuai dengan ketirusan tangkai bor. Kepala lepas dapat diangkat dari bangku bubut dan dapat dipasang terkunci dengan baut pengikat. Roda pada kepala lepas dapat dipakai untuk menggerakkan konus. Dengan konus itu *sleeve* dapat terkunci. Ada kepala lepas yang *sleeve*-nya digerakkan dengan hidraulik atau kompresor udara, sehingga tekanan pada benda kerja dapat sama rata.

e) Sumbu pengatur gerak maju pemotongan

Feed shaft digunakan dalam proses pembubutan memanjang dan melintang. Jika laju pemakanan besar kita gunakan, maka *feed shaft* akan berputar lebih cepat bila dibandingkan dengan laju pemakanan yang kecil.

Perbedaan putaran *feed shaft* dihasilkan oleh *feed drive* yang terletak di dalam *feed gearbox*. Sedangkan *feed drive* digerakkan oleh *main drive*.

f) Sumbu pengatur jarak kisar

Lead screw digunakan dalam pembuatan ulir, baik ulir luar maupun ulir dalam. Eretan akan bergerak membawa pahat bila tuas otomatis ulir digerakkan, dimana tuas ini akan menggerakkan mur belah. Mur belah akan menutup dan berpasangan dengan *lead screw*.

Putaran dari *lead screw* tergantung dari besarnya kisar ulir yang diinginkan. Semakin besar kisar ulir, semakin cepat putaran *lead screw*.

BAB III

PERANCANGAN

3.1 Menentukan Variasi Kecepatan Pemakanan

Kategori mesin bubut yang dipilih dalam perancangan ini adalah mesin bubut standard. Mesin bubut ini dirancang untuk pengrajan umum yaitu pengrajan membubut horizontal, membubut vertikal dan ulir mm.. Salah satu faktor yang menunjang hal tersebut adalah variasi kecepatan pemakanan yang terdapat pada mesin bubut.

1. Kecepatan Pemakanan

Sebelum memulai menentukan variasi kecepatan pemakanan, hal-hal berikut ini harus ditentukan terlebih dahulu :

1. Kecepatan pemakanan tertinggi, f_{max} (mm/put).
2. Kecepatan pemakanan terendah, f_{min} (mm/put).
3. Jumlah tingkat kecepatan, z.
4. Rasio progresi, ϕ

Jangkauan kecepatan pemakanannya adalah $f_{min} = 0,06$ mm/put sampai $f_{max} = 0,35$ mm/put.

Sedangkan jumlah tingkat kecepatan (z) ditetapkan 16. Jadi rasio progresi (ϕ)

$$\begin{aligned}
 \phi &= \sqrt[z-1]{\frac{f_{max}}{f_{min}}} && (3.1) \\
 &= \sqrt[16-1]{\frac{0,35}{0,06}} \\
 &= 1,12
 \end{aligned}$$

Besarnya kecepatan masing-masing tingkat kecepatan pemakanan.

$$f_1 = f_{\text{mif}}$$

$$f_2 = f_1 \times \phi$$

$$f_3 = f_2 \times \phi = f_1 \times \phi^2$$

$$f_4 = f_3 \times \phi = f_1 \times \phi^3$$

$$f_z = f_{z-1} \times \phi = f_1 \times \phi^{z-1} \quad (3.2)$$

Maka :

$$f_1 = f_1 \times \phi^0 \quad f_5 = f_1 \times \phi^4$$

$$= 0,06 \times 1,12^0 \quad = 0,06 \times 1,12^4$$

$$= 0,06 \text{ mm/put} \quad = 0,1 \text{ mm/put}$$

$$f_2 = f_1 \times \phi^1 \quad f_6 = f_1 \times \phi^5$$

$$= 0,06 \times 1,12^1 \quad = 0,06 \times 1,12^5$$

$$= 0,07 \text{ mm/put} \quad = 0,11 \text{ mm/put}$$

$$f_3 = f_1 \times \phi^2 \quad f_7 = f_1 \times \phi^6$$

$$= 0,06 \times 1,12^2 \quad = 0,06 \times 1,12^6$$

$$= 0,08 \text{ mm/put} \quad = 0,125 \text{ mm/put}$$

$$f_4 = f_1 \times \phi^3 \quad f_8 = f_1 \times \phi^7$$

$$= 0,06 \times 1,12^3 \quad = 0,06 \times 1,12^7$$

$$= 0,9 \text{ mm/put} \quad = 0,14 \text{ mm/put}$$

$$\begin{array}{ll}
 f_9 = f_1 \times \phi^8 & f_{13} = f_1 \times \phi^{12} \\
 = 0,06 \times 1,12^8 & = 0,06 \times 1,12^{12} \\
 = 0,16 \text{ mm/put} & = 0,25 \text{ mm/put} \\
 \\
 f_{10} = f_1 \times \phi^9 & f_{14} = f_1 \times \phi^{13} \\
 = 0,06 \times 1,12^9 & = 0,06 \times 1,12^{13} \\
 = 0,18 \text{ mm/put} & = 0,28 \text{ mm/put} \\
 \\
 f_{11} = f_1 \times \phi^{10} & f_{15} = f_1 \times \phi^{14} \\
 = 0,06 \times 1,12^{10} & = 0,06 \times 1,12^{14} \\
 = 0,2 \text{ mm/put} & = 0,31 \text{ mm/put} \\
 \\
 f_{12} = f_1 \times \phi^{11} & f_{16} = f_1 \times \phi^{15} \\
 = 0,06 \times 1,12^{11} & = 0,06 \times 1,12^{15} \\
 = 0,22 \text{ mm/put} & = 0,35 \text{ mm/put}
 \end{array}$$

Hasil dari variasi kecepatan pemakanan biasa ditunjukkan dalam Tabel 3.1.

Tabel 3.1. Variasi kecepatan pemakanan biasa

Kecepatan pemakanan biasa (mm/put)			
0,06	0,07	0,08	0,09
0,1	0,11	0,125	0,14
0,16	0,18	0,2	0,22
0,25	0,28	0,31	0,35

2. Kecepatan Pemakanan Ular mm

Untuk kecepatan pemakanan ulir mm, didapatkan hasil seperti ditunjukkan pada

Tabel 3.2

Tabel 3.2. Variasi kecepatan pemakanan ulir mm

Kecepatan pemakanan ulir mm (pitch/put)			
0,5	0,56	0,627	0,702
0,787	0,881	0,987	1,105
1,238	1,386	1,553	1,739
1,947	2,181	2,44	2,736

Untuk kecepatan pemakanan ulir mm ditentukan dari *pitch* ulir mm standar.

Sehingga didapatkan kecepatan pemakanan ulir mm seperti yang ditunjukkan pada Tabel 3.3

Tabel 3.3. Variasi kecepatan pemakanan ulir mm

Kecepatan pemakanan ulir mm (mm/put)				
0,5	0,6	0,7	0,8	1
1,25	1,5	1,75	2	2,5

3.2 Menentukan Formula Struktur.

Feed gearbox dirancang dengan tiga tingkat dan $z = 16$. Terdapat 18 formula struktur yang mungkin :

- | | | |
|--------------------------|---------------------------|---------------------------|
| (1) $z = 2(1) 2(2) 4(4)$ | (7) $z = 2(1) 4(2) 2(8)$ | (13) $z = 4(1) 2(4) 2(8)$ |
| (2) $z = 2(1) 2(8) 4(2)$ | (8) $z = 2(1) 4(4) 2(2)$ | (14) $z = 4(1) 2(8) 2(4)$ |
| (3) $z = 2(2) 2(1) 4(4)$ | (9) $z = 2(4) 4(1) 2(8)$ | (15) $z = 4(2) 2(1) 2(8)$ |
| (4) $z = 2(8) 2(1) 4(2)$ | (10) $z = 2(8) 4(1) 2(4)$ | (16) $z = 4(4) 2(1) 2(2)$ |
| (5) $z = 2(4) 2(8) 4(1)$ | (11) $z = 2(2) 4(4) 2(1)$ | (17) $z = 4(2) 2(8) 2(1)$ |
| (6) $z = 2(8) 2(4) 4(1)$ | (12) $z = 2(8) 4(2) 2(1)$ | (18) $z = 4(4) 2(2) 2(1)$ |

Jangkauan transmisi maksimum dari 18 formula struktur tersebut adalah :

Untuk formula (2), (4), (5), (6), (7), (9), (10), (12), (13), (14), (15), dan (17).

$$\phi^{X_{\max}} = \phi^8$$

Untuk formula (1), (3), (8), (11), (16), dan (18).

$$\phi^{X_{\max}} = \phi^{12}$$

Mengingat batasan rasio transmisi roda gigi (i_g) ≤ 14 , maka :

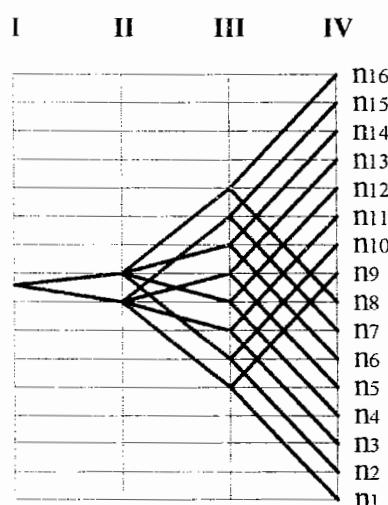
Untuk formula (2), (4), (5), (6), (7), (9), (10), (12), (13), (14), (15), dan (17).

$$\phi^8 \leq 14, \text{ apabila } \phi \leq 1,246$$

Untuk formula (1), (3), (8), (11), (16), dan (18).

$$\phi^{12} \leq 14, \text{ apabila } \phi \leq 1,139$$

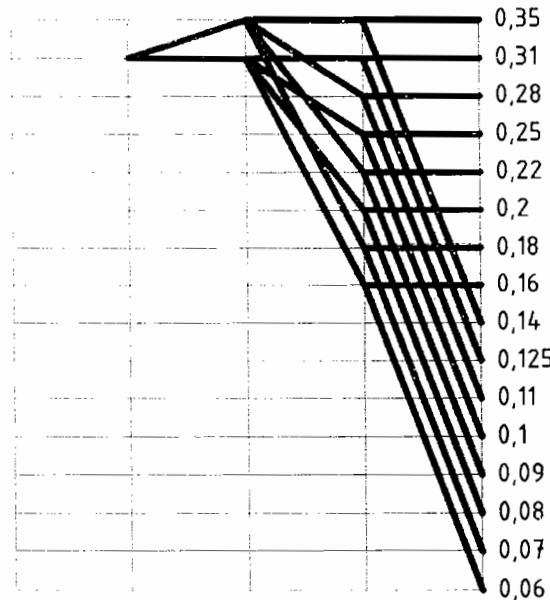
Karena rasio progresi yang dipilih $\phi = 1,12$, maka formula (2), (4), (5), (6), (7), (9), (10), (12), (13), (14), (15), (17) dan formula (1), (3), (8), (11), (16), (18) memenuhi kriteria. Pemilihan formula yang terbaik ditentukan berdasarkan kondisi $X_1 < X_2 < X_3$ ³. Kondisi ini dipenuhi oleh formula (1), (7), (8), (13) dan (14). Tetapi formula (7) yang harus dipilih, karena n_{\min} pada poros III lebih tinggi dan n_{\max} pada poros yang sama lebih rendah dari formula (1), (8), (13) dan (14). Jadi formula struktur yang digunakan adalah $z = 2(1) 4(2) 2(8)$. Gambar 3.1 menunjukkan diagram struktur untuk formula 2(1) 4(2) 2(8).



Gambar 3.1. Diagram struktur 2(1) 4(2) 2(8).

³ N.K. Mehta, Machine Tool Design, Tata McGraw-Hill Publishing Company Limited, New Delhi

Gambar 3.2 menunjukkan gambar feed chart untuk formula 2(1) 4(2) 2(8).



Gambar 3.2. Diagram struktur 2(1) 4(2) 2(8).

3.3 Perancangan Penggerak Utama.

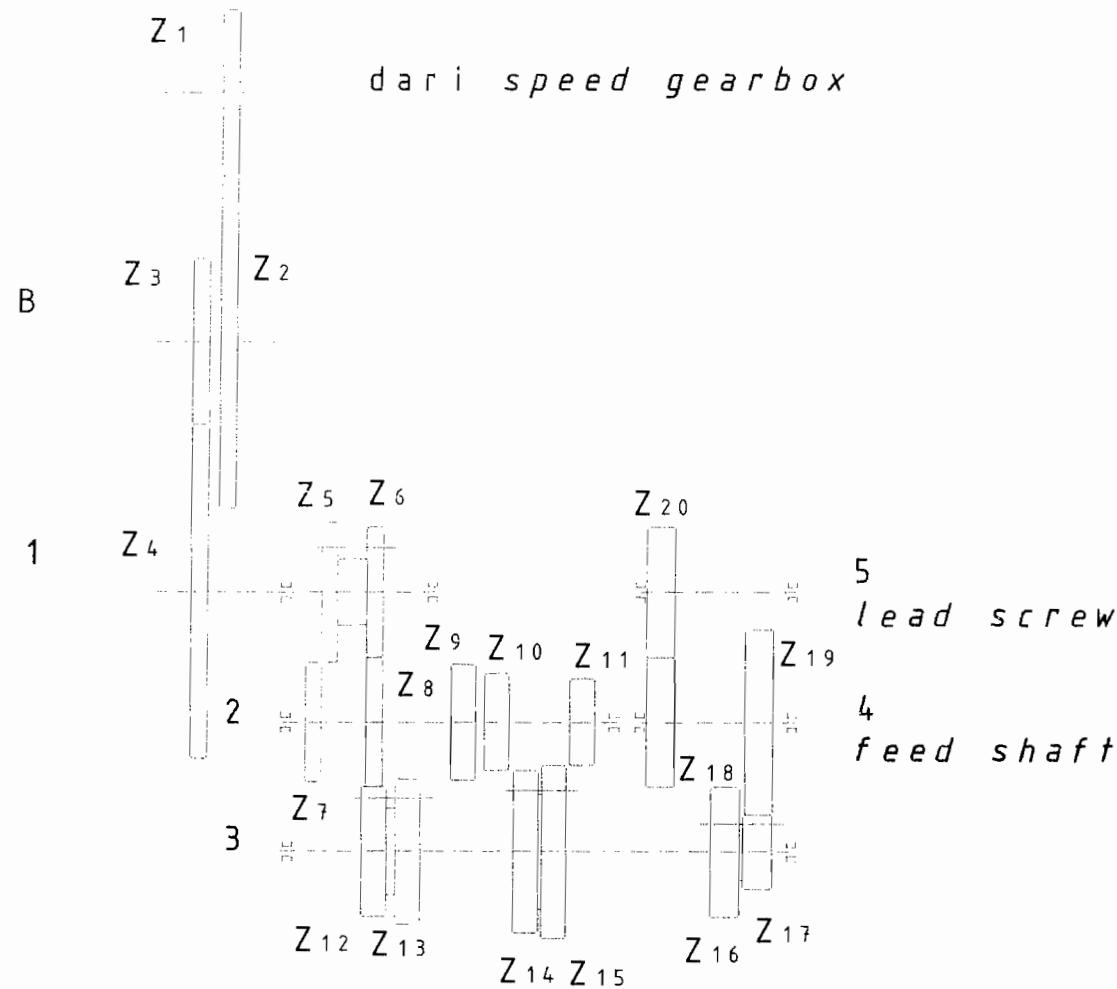
Penggerak utama adalah suatu mekanisme yang memindahkan gerakan dari suatu sumber dari luar ke elemen mesin di dalam mesin perkakas. Penggerak utama dari *feed gearbox* merupakan susunan transmisi roda gigi.

Transmisi roda gigi.

Perbandingan transmisi selalu konstan (tidak terjadi selip), tempat yang diperlukan relatif sedikit dan mempunyai daya guna yang pada umumnya lebih tinggi. Namun transmisi roda gigi menimbulkan kebisingan.

Transmisi roda gigi digunakan untuk menghasilkan 16 macam variasi kecepatan pemakanan. Jenis roda gigi yang digunakan adalah roda gigi lurus, karena sebagian besar merupakan roda gigi geser dan pasangannya, dan letak sumbunya sejajar.

Gambar 3.3 menunjukkan diagram kinematika dari *feed gearbox*.



Gambar 3.3. Diagram kinematika untuk *feed gearbox*

Keterangan untuk Gambar 3.1 :

a) Poros B

Poros B merupakan poros penyangga. Roda gigi z_2 dan roda gigi z_3 merupakan roda gigi antara untuk roda gigi z_1 dan roda gigi z_4 .

b) Poros I

Poros I merupakan poros transmisi. Roda gigi z_4 merupakan roda gigi tetap, sedangkan roda gigi z_5 dan roda gigi z_6 merupakan roda gigi tidak tetap (dapat digeser) yang berfungsi untuk meneruskan putaran ke poros II.

c) Poros II

Poros II merupakan poros transmisi. Semua roda gigi yang berada pada poros II merupakan roda gigi tetap. Roda gigi z_8 , dan roda gigi z_9 berfungsi sebagai penerima putaran dari poros I. Sedangkan roda gigi z_8 , roda gigi z_9 , roda gigi z_{10} , dan roda gigi z_{11} untuk meneruskan putaran ke poros III.

d) Poros III

Poros III merupakan poros transmisi. Roda gigi z_{12} , roda gigi z_{13} , roda gigi z_{14} , roda gigi z_{15} , roda gigi z_{16} , dan roda gigi z_{17} , merupakan roda gigi tidak tetap. Roda gigi z_{15} dan roda gigi z_{16} berfungsi sebagai penerima putaran dari poros II. Sedangkan roda gigi z_{17} dan roda gigi z_{18} untuk meneruskan putaran ke poros IV.

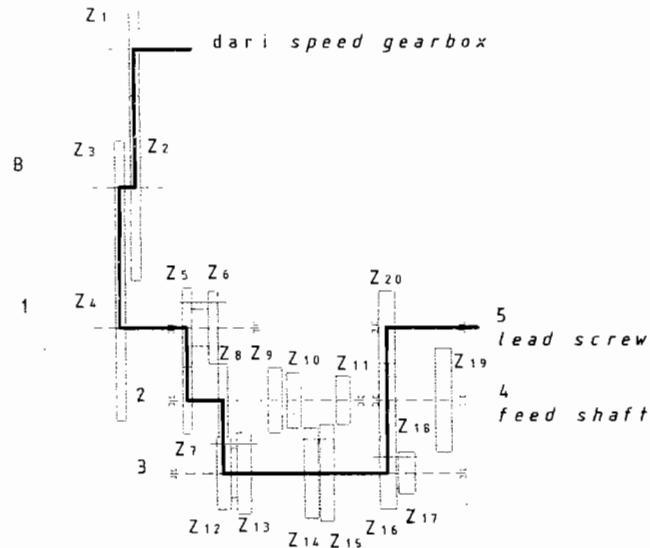
e) Poros IV

Poros IV merupakan poros transmisi. Poros IV berfungsi sebagai penerus putaran ke *feed shaft*. Roda gigi z_{18} dan roda gigi z_{19} merupakan roda gigi tetap dan berfungsi sebagai penerima putaran dari poros III. Roda gigi z_{19} juga berfungsi sebagai penerus putaran ke poros V.

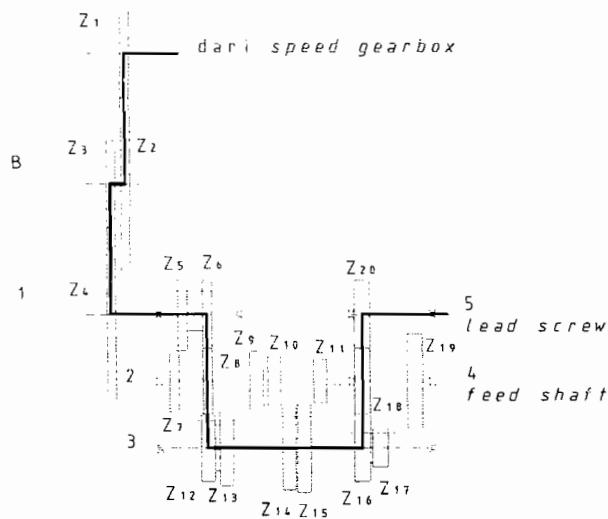
f) Poros V

Poros V merupakan poros transmisi. Poros V berfungsi sebagai penerus putaran ke *lead screw*. Roda gigi z_{20} merupakan roda gigi tetap dan berfungsi sebagai penerima putaran dari poros IV.

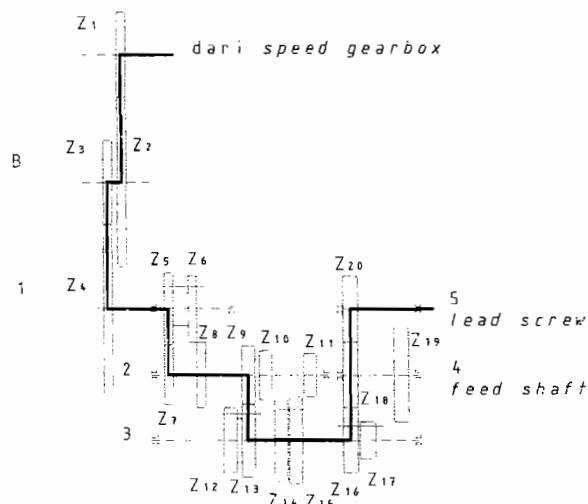
Diagram kinematika untuk masing-masing putaran *feeding* ditunjukkan dalam Gambar 3.4 sampai dengan Gambar 3.19, sedangkan Gambar 3.20 menunjukkan diagram kinematika untuk mesin bubut.



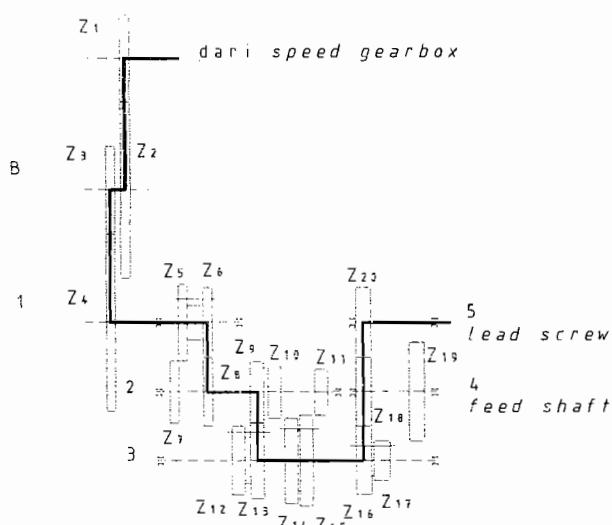
Gambar 3.4. Diagram kinematika untuk *feeding* 0,35 mm/put



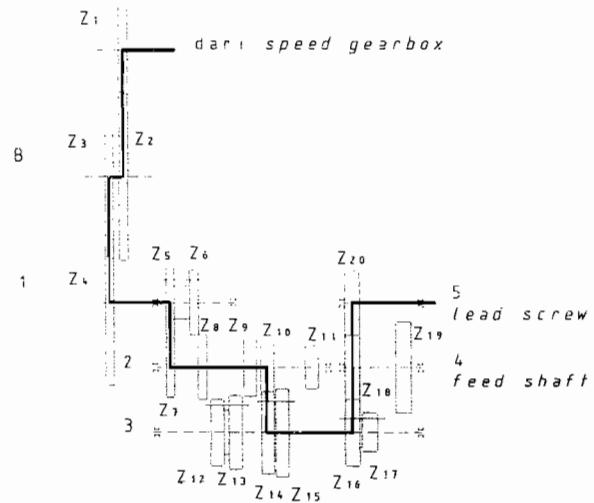
Gambar 3.5. Diagram kinematika untuk *feeding* 0,31 mm/put



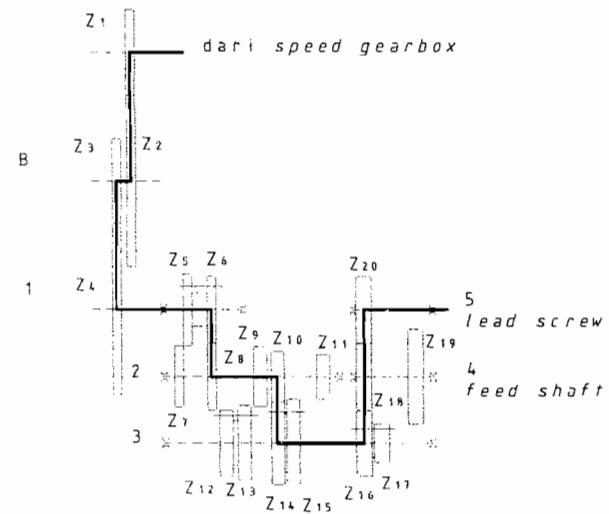
Gambar 3.6. Diagram kinematika untuk *feeding* 0,28 mm/put



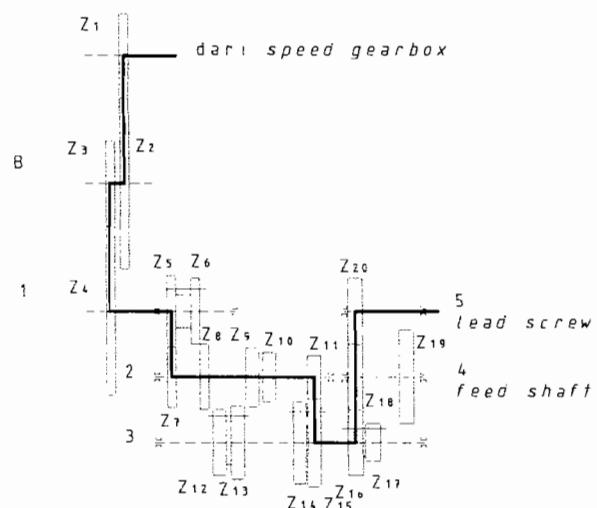
Gambar 3.7. Diagram kinematika untuk *feeding* 0,25 mm/put



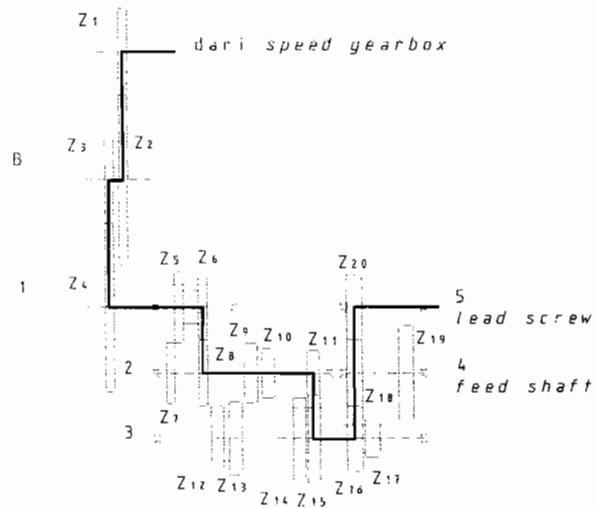
Gambar 3.8. Diagram kinematika untuk *feeding* 0,22 mm/put



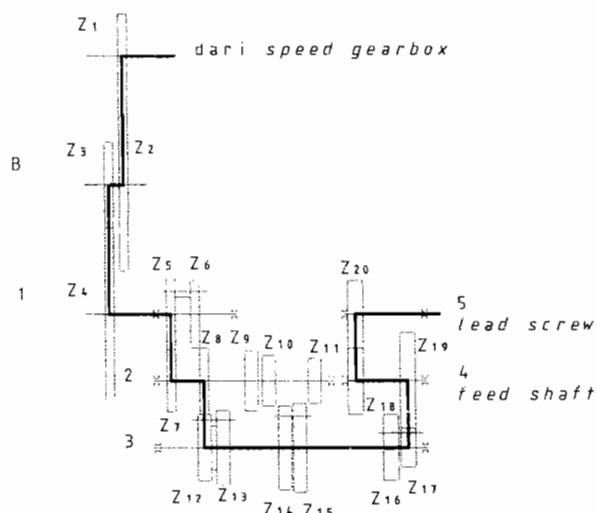
Gambar 3.9. Diagram kinematika untuk *feeding* 0,2 mm/put



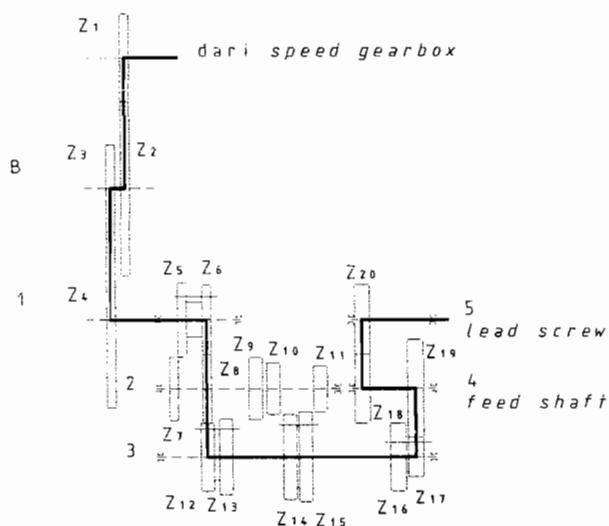
Gambar 3.10. Diagram kinematika untuk *feeding* 0,18 mm/put



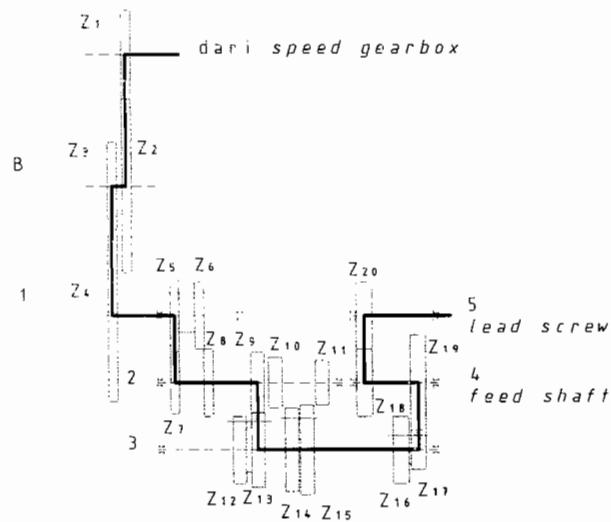
Gambar 3.11. Diagram kinematika untuk *feeding* 0,16 mm/put



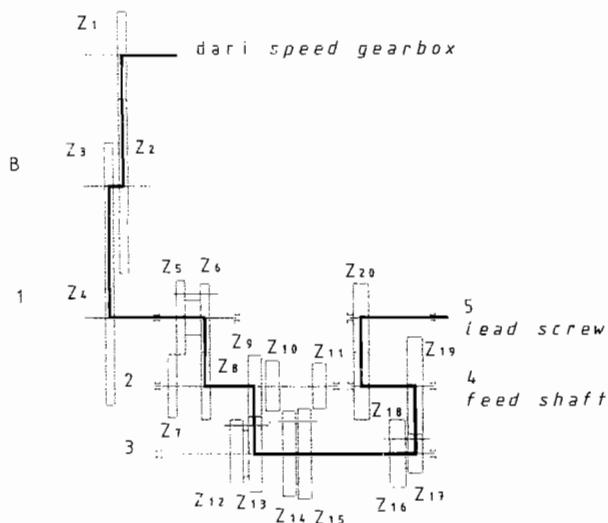
Gambar 3.12. Diagram kinematika untuk *feeding* 0,14 mm/put



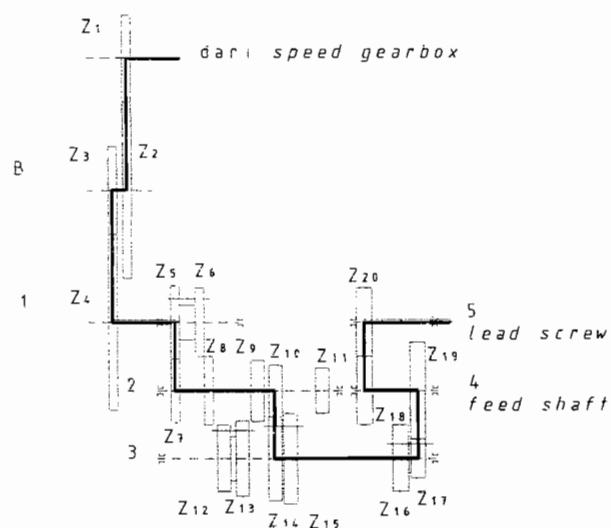
Gambar 3.13. Diagram kinematika untuk *feeding* 0,125 mm/put



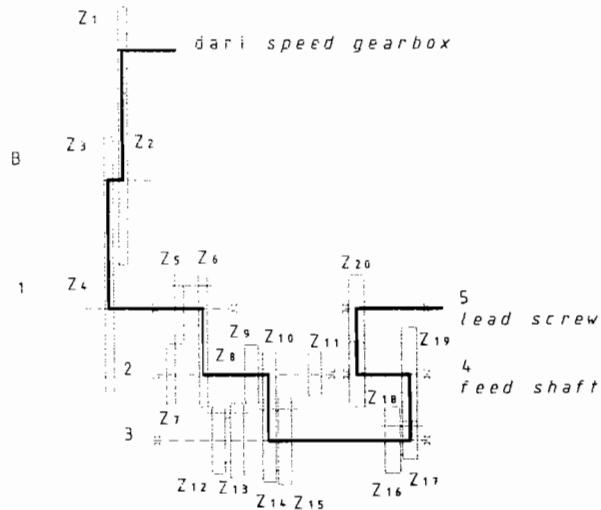
Gambar 3.14. Diagram kinematika untuk *feeding* 0,11 mm/put



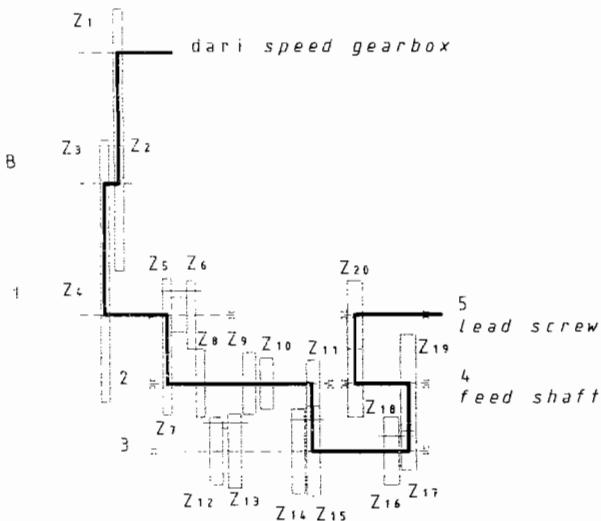
Gambar 3.15. Diagram kinematika untuk *feeding* 0,1 mm/put



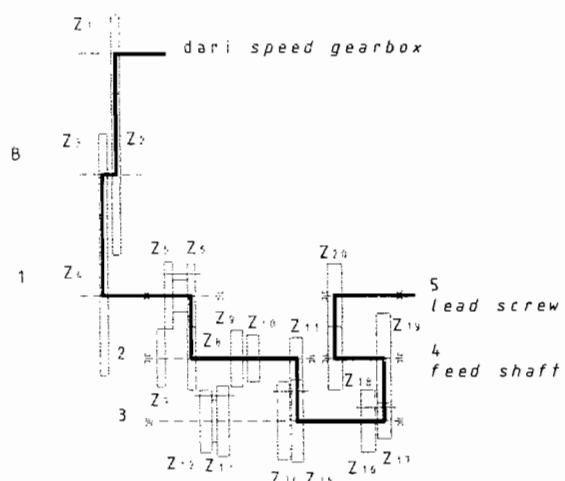
Gambar 3.16. Diagram kinematika untuk *feeding* 0,09 mm/put



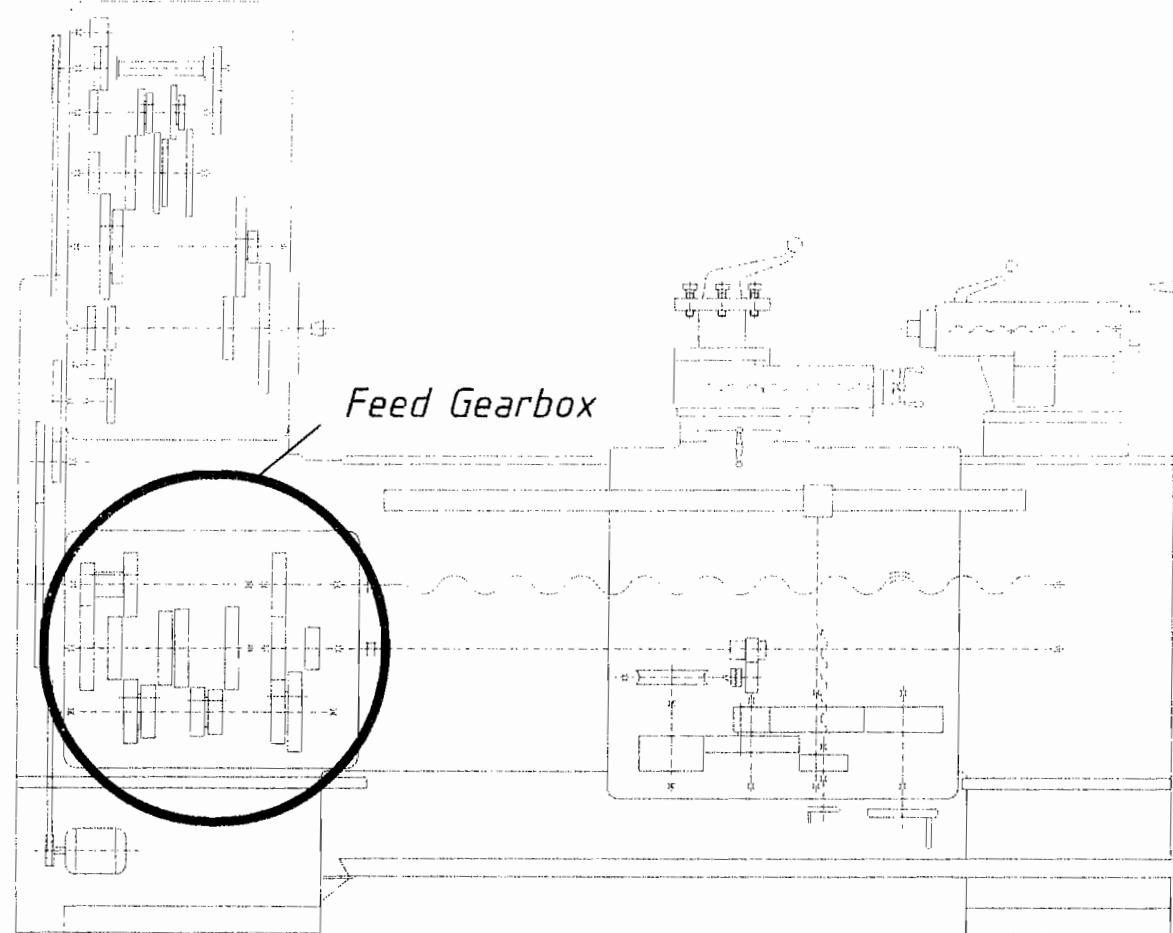
Gambar 3.17. Diagram kinematika untuk *feeding* 0,08 mm/put



Gambar 3.18. Diagram kinematika untuk *feeding* 0,07 mm/put



Gambar 3.19. Diagram kinematika untuk *feeding* 0,06 mm/put.



Gambar 3.20 Diagram Kinematika mesin bubut

3.4 Menentukan Rasio Transmisi

Transmisi roda gigi.

Batasan rasio transmisi roda gigi pada *feed gearbox* adalah $i_{\max} \leq 2,8$ dan $i_{\min} \leq 1/5$.

a) Rasio roda gigi penghubung.

Rasio untuk roda gigi penghubung ditetapkan $i = 0,25$.

$$\frac{z_1}{z_2} \times \frac{z_3}{z_4} = 0,5 \times 0,5 = 0,25$$

b) Rasio roda gigi pembagi putaran.

Untuk perbandingan roda gigi tiap putaran digunakan kecepatan pemakanan ulir mm sebagai pedoman penghitungan.

Perbandingan roda gigi untuk tiap putaran spindel :

$$\frac{\text{pitch ulir}}{\text{pitch lead screw}} = i_{\text{total}}$$

$$\frac{0,5}{10} = \frac{z_1}{z_2} \times \frac{z_3}{z_4} \times \frac{z_6}{z_8} \times \frac{z_{11}}{z_{15}} \times \frac{z_{17}}{z_{19}} \times \frac{z_{18}}{z_{20}}$$

$$\frac{0,6}{10} = \frac{z_1}{z_2} \times \frac{z_3}{z_4} \times \frac{z_6}{z_8} \times \frac{z_{10}}{z_{14}} \times \frac{z_{17}}{z_{19}} \times \frac{z_{18}}{z_{20}}$$

$$\frac{0,7}{10} = \frac{z_1}{z_2} \times \frac{z_3}{z_4} \times \frac{z_5}{z_7} \times \frac{z_{10}}{z_{14}} \times \frac{z_{17}}{z_{19}} \times \frac{z_{18}}{z_{20}}$$

$$\frac{0,8}{10} = \frac{z_1}{z_2} \times \frac{z_3}{z_4} \times \frac{z_6}{z_8} \times \frac{z_9}{z_{13}} \times \frac{z_{17}}{z_{19}} \times \frac{z_{18}}{z_{20}}$$

$$\frac{1}{10} = \frac{z_1}{z_2} \times \frac{z_3}{z_4} \times \frac{z_6}{z_8} \times \frac{z_8}{z_{12}} \times \frac{z_{17}}{z_{19}} \times \frac{z_{18}}{z_{20}}$$

$$\frac{1,25}{10} = \frac{z_1}{z_2} \times \frac{z_3}{z_4} \times \frac{z_6}{z_8} \times \frac{z_{11}}{z_{15}} \times \frac{z_{16}}{z_{18}} \times \frac{z_{18}}{z_{20}}$$

$$\frac{1,5}{10} = \frac{z_1}{z_2} \times \frac{z_3}{z_4} \times \frac{z_6}{z_8} \times \frac{z_{10}}{z_{14}} \times \frac{z_{16}}{z_{18}} \times \frac{z_{18}}{z_{20}}$$

$$\frac{1,75}{10} = \frac{z_1}{z_2} \times \frac{z_3}{z_4} \times \frac{z_5}{z_7} \times \frac{z_{10}}{z_{14}} \times \frac{z_{16}}{z_{18}} \times \frac{z_{18}}{z_{20}}$$

$$\frac{2}{10} = \frac{z_1}{z_2} \times \frac{z_3}{z_4} \times \frac{z_6}{z_8} \times \frac{z_9}{z_{13}} \times \frac{z_{16}}{z_{18}} \times \frac{z_{18}}{z_{20}}$$

$$\frac{2,5}{10} = \frac{z_1}{z_2} \times \frac{z_3}{z_4} \times \frac{z_6}{z_8} \times \frac{z_8}{z_{12}} \times \frac{z_{16}}{z_{18}} \times \frac{z_{18}}{z_{20}}$$

Rasio total pertama digunakan untuk pedoman perhitungan rasio pasangan roda gigi lainnya.

$$\frac{0,5}{10} = \frac{z_1}{z_2} \times \frac{z_3}{z_4} \times \frac{z_6}{z_8} \times \frac{z_{11}}{z_{15}} \times \frac{z_{17}}{z_{19}} \times \frac{z_{18}}{z_{20}}$$

Untuk $\frac{z_1}{z_2} \times \frac{z_3}{z_4} = 0,5 \times 0,5 = 0,25$

Untuk $\frac{z_6}{z_8}$ ditetapkan 1

Untuk $\frac{z_{11}}{z_{15}}$ ditetapkan 0,5

Untuk $\frac{z_{17}}{z_{19}}$ ditetapkan 0,4

Untuk $\frac{z_{18}}{z_{20}}$ ditetapkan 1

Dari data tersebut, maka diperoleh rasio tiap pasangan roda gigi.

Untuk rasio total kedua,

$$\frac{0,6}{10} = \frac{z_1}{z_2} \times \frac{z_3}{z_4} \times \frac{z_6}{z_8} \times \frac{z_{10}}{z_{14}} \times \frac{z_{17}}{z_{19}} \times \frac{z_{18}}{z_{20}}$$

$$\text{Maka } \frac{z_{10}}{z_{14}} = \frac{z_{11}}{z_{15}} \times \frac{0,6}{0,5} = 0,6$$

Dari rasio total ketiga

$$\frac{0,7}{10} = \frac{z_1}{z_2} \times \frac{z_3}{z_4} \times \frac{z_5}{z_7} \times \frac{z_{10}}{z_{14}} \times \frac{z_{17}}{z_{19}} \times \frac{z_{18}}{z_{20}}$$

$$\text{Maka } \frac{z_5}{z_7} = \frac{z_6}{z_8} \times \frac{0,7}{0,6} = 1,167$$

Dari rasio total keempat

$$\frac{0,8}{10} = \frac{z_1}{z_2} \times \frac{z_3}{z_4} \times \frac{z_6}{z_8} \times \frac{z_9}{z_{13}} \times \frac{z_{17}}{z_{19}} \times \frac{z_{18}}{z_{20}}$$

$$\text{Maka } \frac{z_9}{z_{13}} = \frac{z_{10}}{z_{14}} \times \frac{0,8}{0,6} = 0,8$$

Dari rasio total kelima

$$\frac{1}{10} = \frac{z_1}{z_2} \times \frac{z_3}{z_4} \times \frac{z_6}{z_8} \times \frac{z_8}{z_{12}} \times \frac{z_{17}}{z_{19}} \times \frac{z_{18}}{z_{20}}$$

$$\text{Maka } \frac{z_8}{z_{12}} = \frac{z_9}{z_{13}} \times \frac{1}{0,8} = 1$$

Dari rasio total keenam

$$\frac{1,25}{10} = \frac{z_1}{z_2} \times \frac{z_3}{z_4} \times \frac{z_6}{z_8} \times \frac{z_{11}}{z_{15}} \times \frac{z_{16}}{z_{18}} \times \frac{z_{18}}{z_{20}}$$

$$\text{Maka } \frac{z_{16}}{z_{18}} = \frac{z_{17}}{z_{19}} \times \frac{1,25}{0,5} = 1$$

BAB IV

PERHITUNGAN TRANSMISI

4.1 Perhitungan Roda Gigi.

4.1.1 Perhitungan ukuran roda gigi.

Pasangan roda gigi z_1 dengan roda gigi z_2 .

a) Mencari jumlah gigi.

Ditetapkan: $m = 4$ (Tabel A)

$$\alpha = 20^\circ$$

$$a_d = 300 \text{ mm}$$

$$i = 0,5$$

Maka :

$$\begin{aligned}
 z_1 &= \frac{2 \cdot a_d \cdot i}{m(1+i)} & (4.1) \\
 &= \frac{2 \times 300 \times 0,5}{4 \times (1+0,5)} \\
 &= 50
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 z_2 &= \frac{2 \cdot a_d}{m} - z_1 \\
 &= \frac{2 \times 300}{4} - 50 \\
 &= 100
 \end{aligned}$$

b) Menghitung diameter lingkaran jarak bagi.

Diameter lingkaran jarak bagi roda gigi z_1 (d_{01}) :

$$\begin{aligned} d_{01} &= m \cdot z_1 \\ &= 4 \times 50 \\ &= 200 \text{ mm.} \end{aligned} \tag{4.2}$$

Diameter lingkaran jarak bagi roda gigi z_2 (d_{02}) :

$$\begin{aligned} d_{02} &= m \cdot z_2 \\ &= 4 \times 100 \\ &= 400 \text{ mm.} \end{aligned}$$

c) Tinggi gigi.

Ditetapkan : kelonggaran kepala, $C_a = 0,25 \text{ m}$

$$\begin{aligned} \text{kelonggaran sisi, } C_o &= 0 \\ \text{Tinggi kepala (} h_a \text{)} &= m \\ &= 4 \text{ mm.} \end{aligned} \tag{4.3}$$

$$\begin{aligned} \text{Tinggi kaki (} h_f \text{)} &= h_a + C_a \\ &= 4 + 0,25 \times 4 \\ &= 5 \text{ mm.} \end{aligned} \tag{4.4}$$

$$\begin{aligned} \text{Jadi tinggi gigi (} h \text{)} &= h_a + h_f \\ &= 4 + 5 \\ &= 9 \text{ mm.} \end{aligned} \tag{4.5}$$

d) Menghitung diameter lingkaran kepala.

Diameter lingkaran kepala roda gigi z_1 (d_{a1}) :

$$\begin{aligned} d_{a1} &= d_{01} + 2h_a \\ &= 200 + 2 \times 4 \\ &= 208 \text{ mm.} \end{aligned} \quad (4.6)$$

Diameter lingkaran kepala roda gigi z_2 (d_{a2}) :

$$\begin{aligned} d_{a2} &= d_{02} + 2h_a \\ &= 400 + 2 \times 4 \\ &= 408 \text{ mm.} \end{aligned}$$

e) Menghitung diameter lingkaran kaki.

Diameter lingkaran kaki roda gigi z_1 (d_{f1}) :

$$\begin{aligned} d_{f1} &= d_{01} - 2h_f \\ &= 200 - 2 \times 5 \\ &= 190 \text{ mm.} \end{aligned} \quad (4.7)$$

Diameter lingkaran kaki roda gigi z_2 (d_{f2}) :

$$\begin{aligned} d_{f2} &= d_{02} - 2h_f \\ &= 400 - 2 \times 5 \\ &= 390 \text{ mm.} \end{aligned}$$

f) Menghitung diameter lingkaran dasar.

Diameter lingkaran dasar roda gigi z_1 (d_{b1}) :

$$\begin{aligned} d_{b1} &= d_{01} \cdot \cos \alpha \\ &= 200 \times \cos 20^\circ \\ &= 187,939 \text{ mm.} \end{aligned} \quad (4.8)$$

Diameter lingkaran dasar roda gigi z_2 (d_{b2}) :

$$\begin{aligned} d_{b2} &= d_{02} \cdot \cos \alpha \\ &= 400 \times \cos 20^\circ \\ &= 375,877 \text{ mm.} \end{aligned}$$

g) Menghitung jarak bagi.

$$\begin{aligned} \text{Jarak bagi (p)} &= m \cdot \pi & (4.9) \\ &= 4 \times 3,14 \\ &= 12,56 \text{ mm.} \end{aligned}$$

h) Menghitung jarak bagi kontak.

$$\begin{aligned} \text{Jarak bagi kontak (} p_e \text{)} &= p \cdot \cos \alpha & (4.10) \\ &= 12,56 \times \cos 20^\circ \\ &= 11,8025 \text{ mm.} \end{aligned}$$

Hasil perhitungan pasangan roda gigi yang lain ditunjukkan dalam

Tabel 4.1 sampai dengan Tabel 4.4

Tabel 4.1. Ukuran pasangan roda gigi z_3-z_4 , z_5-z_7 , dan z_6-z_8 .

Pasangan roda gigi						
Hasil	z_3	z_4	z_5	z_7	z_6	z_8
m	4		4		4	
a_d (mm)	300		156		156	
i	2		1,1667		1	
α ($^{\circ}$)	20		20		20	
z	50	100	42	36	39	
d_0 (mm)	200	400	168	144	156	
h_a (mm)	4		4		4	
h_f (mm)	5		5		5	
h (mm)	9	9	9		9	
d_a (mm)	208	408	176	152	164	
d_f (mm)	190	390	158	134	146	
d_b (mm)	187,94	375,87	157,868	135,316	146,592	
p (mm)	12,56		12,56		12,56	
p_e (mm)	11,803		11,803		11,803	

Tabel 4.2. Ukuran pasangan roda gigi z_8-z_{12} , z_9-z_{13} , dan $z_{10}-z_{14}$.

Pasangan roda gigi						
Hasil	z_8	z_{12}	z_9	z_{13}	z_{10}	z_{14}
m	4		5		3	
a_d (mm)	156		156		156	
i	1		0,8		0,6	
α ($^{\circ}$)	20		18,429		20	
z	39		28	35	39	65
d_0 (mm)	156		140	174,77	117	195
h_a (mm)	4		5		3	
h_f (mm)	5		6,25		3,75	
h (mm)	9		11,25		6,75	
d_a (mm)	164		150	184,77	123	201
d_f (mm)	146		127,5	162,27	109,5	187,5
d_b (mm)	146,59		132,822	165,81	109,94	183,24
p (mm)	12,56		15,7		9,42	
p_e (mm)	11,803		14,753		8,852	

Tabel 4.3. Ukuran pasangan roda gigi $z_{11}-z_{15}$, $z_{16}-z_{18}$, dan $z_{17}-z_{19}$.

Pasangan roda gigi					
Hasil	z_{11}	z_{15}	z_{16}	z_{18}	z_{17}
m	4		4		4
a_d (mm)	156		156		156
i	0,5		1		0,4
α ($^{\circ}$)	20		20		21,929
z	26	52	39	22	55
d_0 (mm)	104	208	156	90	222,18
h_a (mm)	4		4		4
h_f (mm)	5		5		5
h (mm)	9		9		9
d_a (mm)	112	216	164	98	230,18
d_f (mm)	94	198	146	80	212,18
d_b (mm)	97,728	195,456	146,592	83,488	206,11
p (mm)	12,56		12,56		12,56
p_e (mm)	11,803		11,803		11,803

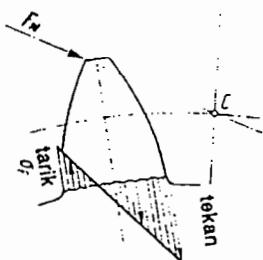
Tabel 4.4. Ukuran pasangan roda gigi $z_{18}-z_{20}$.

Pasangan roda gigi		
Hasil	18	20
m	4	
a_d (mm)	156	
i	1	
α ($^{\circ}$)	20	
z	39	
d_0 (mm)	156	
h_a (mm)	4	
h_f (mm)	5	
h (mm)	9	
d_a (mm)	164	
d_f (mm)	146	
d_b (mm)	146,592	
p (mm)	12,56	
p_e (mm)	11,803	

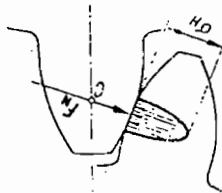
4.1.2 Menentukan material roda gigi.

Untuk menentukan material dari roda gigi, maka perlu diperhitungkan kekuatan dari roda gigi. Kekuatan tersebut meliputi:⁴

- Kekuatan kaki gigi, yaitu kekuatan yang ditetapkan melalui beban ijin terhadap kaki gigi. Gambar 4.1 memperlihatkan pembebanan kaki gigi pada saat kontak mulai, apabila hanya sepasang gigi itu saja yang bekerja. Ketika beban melebihi kekuatannya, gigi akan retak dan patah pada lokasi tegangan bengkok tarik σ_F . Dalam rumus perhitungan, perbedaan antara tegangan bengkok tarik dan tegangan bengkok tekan tidak diperhatikan, artinya hal ini dianggap sebagai pembebanan bengkok murni, sehingga dihitung dengan tegangan kaki σ_F yang sedikit lebih besar daripada yang sebenarnya ada.



Gambar 4.1. Kaki gigi.



Gambar 4.2. Dinding gigi.

- Kekuatan dinding gigi, yaitu kekuatan yang ditetapkan melalui beban ijin terhadap dinding gigi. Karena material bersifat elastik, maka dinding gigi pada lokasi kontak akan memipih ketika terkena gaya normal F_n , sehingga tidak ada garis singgung di sepanjang lebar gigi. Yang ada adalah bidang

⁴ Roda Gigi, Jilid 1, Akademi Teknik Mesin Industri, Surakarta, hal 61

Gaya keliling nominal (F_t):

$$\begin{aligned}
 F_t &= \frac{P_t}{v} && (4.11) \\
 &= \frac{66}{0,5236} \\
 &= 126,07 \text{ N}
 \end{aligned}$$

Batasan untuk lebar roda gigi diberikan pada Tabel B. Untuk roda gigi dengan penggeraan dipotong dan untuk *gearbox* biasa dengan bantalan gelinding atau luncur, maka $b \leq 25 \text{ mm}$. Untuk roda gigi z_1 dan roda gigi z_2 , $m = 4$, maka batasan lebar gigi yang bisa dipakai yaitu $b \leq 100 \text{ mm}$. Lebar roda gigi z_1 (b_1) diambil 20 mm dan lebar roda gigi z_2 (b_2) diambil 45 mm (lebar $b_1 +$ lebar $b_4 +$ kelonggaran 5 mm). Tetapi dalam perhitungan b_2 dipakai 20 mm, karena yang menerima gaya dari roda gigi z_1 hanya selebar b_1 . Jadi $b_1 = b_2 = b = 20 \text{ mm}$.

Gaya keliling nominal spesifik (w):

$$\begin{aligned}
 w &= \frac{F_t}{b} && (4.12) \\
 &= \frac{126,07}{20} \\
 &= 6,303 \text{ N/mm}
 \end{aligned}$$

c) Mencari faktor kerja (K_I).

Dari Tabel C diperoleh harga faktor kerja (K_I).

Data : mesin kerja berupa kotak roda gigi utama mesin perkakas, mesin tenaga berupa motor listrik.

Jadi harga $K_I = 1,25$

d) Mencari faktor pembebahan (C_V).

Data : $v = 0,5236 \text{ m/s}$

$$w.K_I = 6,303 \times 1,25$$

$$= 7,879 \text{ N/mm}$$

Dari Tabel D diperoleh harga faktor pembebahan, $C_V \approx 0,057 \text{ s/m}$.

e) Mencari faktor kemiringan (C_β).

Derajat lompatan *overlap* (ε_β):

Data : Roda gigi lurus ; $\beta = 0$

$$\begin{aligned} \varepsilon_\beta &= \frac{b \times \sin \beta}{m \times \pi} && (4.13) \\ &= \frac{10 \times \sin 0}{3 \times \pi} \\ &= 0 \end{aligned}$$

Dari Tabel E diperoleh : $C_\beta = 1$

f) Mencari faktor pasangan (k_e).

Roda gigi z_1 dan roda gigi z_2 direncanakan menggunakan material baja.

Jadi pasangan materialnya adalah St/St.

Dari Tabel F diperoleh harga $k_e = 4 \mu\text{m}^{-1}$

g) Penyimpangan ijin dari jarak bagi kontak roda gigi terputar (f_{pe}).

Kualitas roda gigi dicari pada Tabel G.

Data : $v = 0,5236 \text{ m/s}$.

Jadi kualitas yang dipilih adalah 5.

Dari Tabel H dapat dilihat besarnya penyimpangan.

Data : $d_{02} = 400 \text{ mm}$.

$m = 4 \text{ mm}$.

Jadi penyimpangan ijin (f_{pe}) = 7 μm

h) Menghitung faktor dinamik (K_v).

$$\text{Data : } k_e = 4 \mu\text{m}^{-1}$$

$$C_v = 0,057$$

$$f_{pe} = 7 \mu\text{m}$$

$$C_\beta = 1$$

$$w \times K_I = 7,879 \text{ N/mm}$$

$$v_1 = 0,5236 \text{ m/s}$$

Maka :

$$\begin{aligned} K_v &\approx 1 + [1 + (k_e \times f_{pe} \times 0,65)/(w \times K_I)] \times C_v \times C_\beta \times v_1 & (4.14) \\ &\approx 1 + [1 + (4 \times 7 \times 0,65)/7,879] \times 0,057 \times 1 \times 0,5236 \\ &\approx 1,0988 \end{aligned}$$

i) Mencari faktor kontak (f_E).

f_E adalah faktor kontak yang harganya tergantung dari penyimpangan jarak bagi kontak ijin f_{pe} dari roda gigi terputar dan dari pasangan material roda gigi.

Dengan data : $k_e = 4 \mu\text{m}^{-1}$, dan $f_{pe} = 7 \mu\text{m}$.

Maka :

$$\begin{aligned} f_E &\approx k_e \times f_{pe} - 8 & (4.15) \\ &\approx 4 \times 7 - 8 \\ &\approx 20 \end{aligned}$$

j) Mencari faktor pembantu (q_L).

Apabila diperoleh $q_L < 0,5$ maka dipakai $q_L = 0,5$. Apabila diperoleh $q_L > 1$, maka dipakai $q_L = 1$.

$q_L = 0,5$ berarti gaya keliling didistribusikan secara merata pada gigi-gigi yang sedang kontak, sedangkan $q_L = 1$ berarti gaya keliling ditahan atau dipindahkan hanya oleh sepasang gigi.

$$\begin{aligned}
 q_L &= 0,4 + \frac{f_e}{w} \\
 &= 0,4 + \frac{20}{6,303} \\
 &= 3,572
 \end{aligned} \tag{4.16}$$

Karena $q_L > 1$, maka $q_L = 1$.

k) Menghitung *overlap* kontak (ε_α).

Data : $d_{a1} = 208$ mm.

$$d_{b1} = 187,939 \text{ mm}$$

$$d_{a2} = 408 \text{ mm.}$$

$$d_{b2} = 375,877 \text{ mm.}$$

$$p_e = 11,8025 \text{ mm.}$$

$$a_d = 300 \text{ mm.}$$

$$\alpha = 20^\circ$$

Jadi :

$$\begin{aligned}
 \varepsilon_\alpha &= \frac{\sqrt{d_{a1}^2 - d_{b1}^2} + \sqrt{d_{a2}^2 - d_{b2}^2} - 2 \times a_d \times \sin \alpha}{2p_e} \\
 &= \frac{\sqrt{208^2 - 187,939^2} + \sqrt{408^2 - 375,877^2} - (2 \times 300 \times \sin 20^\circ)}{2 \times 11,8025} \\
 &= 1,8045
 \end{aligned} \tag{4.17}$$

l) Mencari faktor distribusi beban dahi ($K_{F\alpha}$).

Faktor distribusi beban dahi tergantung dari besarnya q_L dan ε_α .

$$\text{Apabila } q_L > 1/\varepsilon_\alpha \quad : \quad K_{F\alpha} = q_L \times \varepsilon_\alpha \tag{4.18}$$

$$\text{Apabila } q_L \leq 1/\varepsilon_\alpha \quad : \quad K_{F\alpha} = 1 \tag{4.19}$$

Karena $1/\varepsilon_\alpha = 0,5542$ dan $q_L = 1$, maka :

$$K_{F\alpha} = q_L \times \epsilon_\alpha$$

$$= 1 \times 1,8045$$

$$= 1,8045$$

Untuk roda gigi silindris ditetapkan $K_{F\beta} \approx 1$.

m) Menghitung gaya keliling spesifik.

Data :

$$w = 6,303 \text{ N/mm}$$

$$K_{F\alpha} = 1,8045$$

$$K_I = 1,25$$

$$K_{F\beta} \approx 1$$

$$K_V = 1,0988$$

Jadi :

$$\begin{aligned} w_{rt} &= w \times K_I \times K_V \times K_{F\alpha} \times K_{F\beta} && (4.20) \\ &= 6,303 \times 1 \times 1,0988 \times 1,8045 \times 1 \\ &= 12,694 \text{ N/mm} \end{aligned}$$

n) Mencari faktor bentuk gigi (Y_F).

Data : $z_1 = 50$

$$z_2 = 100$$

koreksi gigi $x_1 = 0$

koreksi gigi $x_2 = 0$

Dari Tabel I diperoleh harga :

$$Y_{F1} = 2,36$$

$$Y_{F2} = 2,21$$

Mencari faktor beban (Y_ϵ) dan faktor sudut kemiringan (Y_β).

Untuk roda gigi silindris :

$$Y_\epsilon = 1/\epsilon_\alpha$$

(4.21)

$$= 1/1,8045$$

$$= 0,5542$$

Untuk roda gigi lurus, $\beta = 0$, $Y_\beta = 1$.

o) Menghitung tegangan kaki gigi (σ_F).

$$\begin{aligned}\sigma_{F1} &= \frac{W_{F1}}{m} \times Y_{F1} \times Y_\epsilon \times Y_\beta \\ &= \frac{12,694}{4} \times 2,36 \times 0,5542 \times 1 \\ &= 4,15 \text{ N/mm}^2\end{aligned}\quad (4.22)$$

$$\begin{aligned}\sigma_{F2} &= \frac{W_{F2}}{m} \times Y_{F2} \times Y_\epsilon \times Y_\beta \\ &= \frac{12,694}{4} \times 2,21 \times 0,5542 \times 1 \\ &= 3,887 \text{ N/mm}^2\end{aligned}$$

Angka keamanan gigi untuk penggunaan kontinyu, $S_F \geq 1,8$.

Jadi :

$$\begin{aligned}\sigma_{FD1} &\geq \sigma_{F1} \times S_F \\ &\geq 5,108 \times 1,8 \\ &\geq 9,1945 \text{ N/mm}^2\end{aligned}\quad (4.23)$$

$$\begin{aligned}\sigma_{FD2} &\geq \sigma_{F2} \times S_F \\ &\geq 4,783 \times 1,8 \\ &\geq 8,61 \text{ N/mm}^2\end{aligned}$$

2) Perhitungan kekuatan dinding gigi.

Pasangan roda gigi z_1 dengan roda gigi z_2 .

a) Mencari faktor distribusi beban dahi ($K_{H\alpha}$).

Sudut kemiringan pada silinder dasar (β_b) untuk roda gigi lurus = 0,

$\varepsilon_\beta = 0$ dan $\varepsilon_\alpha = 1,8045$.

Besarnya faktor *overlap* (Z_ε):

$$\begin{aligned} Z_\varepsilon &= \sqrt{\left[(4 - \varepsilon_a) \times (1 - \varepsilon_\beta) / 3 + \frac{\varepsilon_\beta}{\varepsilon_a} \right] \cos \beta_b} \\ &= \sqrt{\left[(4 - 1,8045) \times (1 - 0) / 3 + \frac{0}{1,8045} \right] \times \cos 0} \\ &= 0,855 \end{aligned} \quad (4.24)$$

Setelah Z_ε dihitung, maka faktor distribusi beban dahi ($K_{H\alpha}$):

$$\begin{aligned} K_{H\alpha} &= 1 + 2(q_{L_{new}} - 0,5) \times \left(\frac{1}{Z_\varepsilon^2} - 1 \right) \\ &= 1 + 2(1 - 0,5) \times \left(\frac{1}{0,855^2} - 1 \right) \\ &= 1,366 \end{aligned} \quad (4.25)$$

Untuk roda gigi silindris, ditetapkan $K_{H\beta} \approx 1$.

b) Menghitung gaya keliling spesifik .

Data : $w = 6,303 \text{ N/mm}$

$$K_I = 1,25$$

$$K_V = 1,0988$$

$$K_{H\alpha} = 1,366$$

$$K_{H\beta} \approx 1$$

Maka :

$$\begin{aligned} w_{int} &= w \times K_I \times K_V \times K_{H\alpha} \times K_{H\beta} \\ &= 6,303 \times 1,25 \times 1,0988 \times 1,366 \times 1 \\ &= 11,83 \text{ N/mm} \end{aligned} \quad (4.26)$$

c) Mencari faktor bentuk dinding gigi .

$$\text{Data : } \alpha_n = 20^\circ$$

$$\beta_b = 0^\circ$$

$$\alpha = 20^\circ$$

Maka:

$$\begin{aligned} Z_H &= \left(\frac{1}{\cos \alpha} \right) \sqrt{\left(\frac{\cos \beta_b}{\tan \alpha} \right)} && (4.27) \\ &= \left(\frac{1}{\cos 20} \right) \sqrt{\left(\frac{\cos 0}{\tan 20} \right)} \\ &= 1,7639 \end{aligned}$$

d) Menghitung tegangan permukaan.

Data :

$$w_{Ht} = 11,83 \text{ N/mm.}$$

$$d_{01} \text{ (diameter roda gigi pemutar)} = 208 \text{ mm.}$$

$$i \text{ (perbandingan roda gigi)} = 2$$

$$Z_H = 1,7639$$

$$Z_M = 272 \text{ (Tabel J)}$$

$$Z_\epsilon = 0,855$$

Maka :

$$\begin{aligned} \sigma_H &= \sqrt{\frac{w_{Ht}}{d_{01}} \times (i+1) \times Z_H \times Z_M \times Z_\epsilon} && (4.28) \\ &= \sqrt{\frac{11,83}{208} \times (2+1) \times 1,7639 \times 272 \times 0,855} \\ &= 122,259 \text{ N/mm}^2 \end{aligned}$$

Angka keamanan terhadap kerusakan dinding (S_H) pada kedua roda gigi harus diperhitungkan.

Harga angka keamanan yang biasa digunakan :

$$S_H \geq 1,25 \text{ untuk roda gigi dengan } z_1 \text{ (roda gigi pemutar)} > 20.$$

$$S_H \geq 1,4 \text{ untuk roda gigi dengan } z_1 \text{ (roda gigi pemutar)} \leq 20.$$

Karena $z_1 = 50$, maka $S_H \geq 1,25$.

Jadi :

$$\begin{aligned}\sigma_{HD} &\geq \sigma_H \times S_H \\ &\geq 122,259 \times 1,25 \\ &\geq 152,824 \text{ N/mm}^2\end{aligned}\tag{4.29}$$

σ_{HD} untuk roda gigi z_1 dan roda gigi z_2 sama.

3) Pemilihan material roda gigi.

Pemilihan material dari roda gigi didasarkan pada besarnya angka σ_{FD} dan σ_{HD} dari hasil perhitungan kekuatan roda gigi dan pemilihan pasangan material roda gigi yang telah ditetapkan dalam perhitungan, yaitu pasangan material roda gigi St/St.

Berikut ini contoh pemilihan material roda gigi z_1 :

Hasil perhitungan untuk pasangan roda gigi z_1 dengan roda gigi z_2 :

$$\sigma_{FD1} \geq 9,1945 \text{ N/mm}^2 \text{ dan } \sigma_{HD} \geq 152,82 \text{ N/mm}^2$$

Dari Tabel K didapat material untuk roda gigi z_1 adalah St 42 dengan harga $\sigma_{FD} = 170 \text{ N/mm}^2$ dan $\sigma_{HD} = 290 \text{ N/mm}^2$.

Hasil perhitungan kekuatan untuk pasangan roda gigi yang lainnya ditunjukkan dalam Tabel 4.5 sampai dengan Tabel 4.8. Sedangkan pemilihan material roda gigi ditunjukkan dalam Tabel 4.9.

Tabel 4.5. Kekuatan pasangan roda gigi z_3-z_4 , z_5-z_7 , dan z_6-z_8 .

pasangan roda gigi						
Hasil	z_3	z_4	z_5	z_7	z_6	z_8
PN (kW)	0,066		0,066		0,066	
nmin (rpm)	25	12,5	12,5	14,583	12,5	
nmak (rpm)	800	400	400	466,67	400	
vmin (m/s)	0,262		0,11		0,102	
vmak (m/s)	8,378		3,518		3,267	
Ft (N)	252,139		600,33		646,511	
b (mm)	20		20		20	
w (N/mm)	12,607		30,017		32,326	
K_I	1,25		1,25		1,25	
w.K_I	12,607		37,521		40,407	
CV (s/m)	0,057		0,053		0,053	
$\epsilon\beta$	0		0		0	
C_{\beta}	1		1		1	
k_e (μm^{-1})	4		4		4	
kualitas	6		8		8	
f_{pe} (μm)	10		18		18	
K_V	1,0457		1,013		1,012	
qL	2,938		2,532		2,379	
qLnew	1		1		1	
$\epsilon\alpha$	1,805		1,708		1,709	
1/$\epsilon\alpha$ (Y_ε)	0,554		0,585		0,585	
KF_α	1,805		1,708		1,709	
KF_β	1		1		1	
wFt (N/mm)	23,7889		64,946		69,879	
YF	2,360	2,210	2,43	2,51	2,46	
Y_β	1		1		1	
σF (N/mm²)	7,77801	7,28365	23,092	23,853	24,14	
SF	1,8		1,8		1,8	
σFD (N/mm²)	14	13,1106	41,566	42,935	45,253	
β_b	0		0		0	
Z_ε	0,855		0,874		0,874	
KH_α	1,366		1,309		1,309	
KH_β	1		1		1	
wHt (N/mm)	18,0138		49,766		53,54	
ZM	272		272		272	
ZH	1,764		1,764		1,764	
σH (N/mm²)	150,865		311,01		347,34	
SH	1,250		1,25		1,25	
σHD (N/mm²)	188,582		388,77		434,17	

Tabel 4.6. Kekuatan pasangan roda gigi z_8-z_{12} , z_9-z_{19} , dan $z_{10}-z_{14}$.

	pasangan roda gigi					
Hasil	z_8	z_{12}	z_9	z_{13}	z_{10}	z_{14}
PN (kW)	0,066		0,066		0,066	
nmin (rpm)	12,5		12,5	10	12,5	7,5
nmak (rpm)	466,67		466,67	373,33	466,7	280
vmin (m/s)	0,102		0,092		0,077	
vmak (m/s)	3,812		3,428		2,859	
Ft (N)	646,51		720,4		862,01	
b (mm)	30		30		30	
w (N/mm)	21,55		24,013		28,734	
K_I	1,25		1,25		1,25	
w.K_I	26,938		30,017		35,917	
CV (s/m)	0,056		0,056		0,054	
ε_β	0		0		0	
C_{\beta}	1		1		1	
k_e (μm^{-1})	4		4		4	
kualitas	8		8		8	
f_{pe} (μm)	18		16		16	
K_V	1,015		1,012		1,009	
q_L	3,369		2,732		2,349	
q_{Lnew}	1		1		1	
ε_α	1,709		1,969		1,754	
1/ε_α (Y_E)	0,585		0,508		0,570	
K_{F<alpha< sub=""></alpha<>}	1,709		1,969		1,754	
K_{F<beta< sub=""></beta<>}	1		1		1	
wFt (N/mm)	46,769		59,835		63,547	
Y_F	2,46		2,65	2,52	2,46	2,31
Y_{\beta}	1		1		1	
σ_F (N/mm²)	16,826		16,14	15,314	29,715	27,903
S_F	1,8		1,8		1,8	
σ_{FD} (N/mm²)	30,287		28,986	27,564	53,487	50,226
β_b	0		0		0	
Z_{\epsilon}	0,874		0,823		0,865	
K_{H<alpha< sub=""></alpha<>}	1,309		1,477		1,336	
K_{H<beta< sub=""></beta<>}	1		1		1	
wHt (N/mm)	35,833		44,887		48,395	
Z_M	272		272		272	
Z_H	1,764		1,844		1,764	
σ_H (N/mm²)	284,16		350,43		436,04	
S_H	1,25		1,25		1,25	
σ_{HD} (N/mm²)	355,2		438,03		545,05	



Tabel 4.7. Kekuatan pasangan roda gigi z_{11} - z_{15} , dan z_{16} - z_{18} .

pasangan roda gigi			
Hasil	Z_{11}	Z_{15}	Z_{16}
PN (kW)	0,066		0,066
nmin (rpm)	12,5	6,25	6,25
nmak (rpm)	466,67	233,33	466,67
vmin (m/s)	0,068		0,051
vmak (m/s)	2,541		3,812
Ft (N)	996,77		1293
b (mm)	30		35
w (N/mm)	32,326		36,943
KI	1,25		1,25
w.KI	40,407		46,179
CV (s/m)	0,053		0,051
ε_β	0		0
C_β	1		1
$k_e (\mu\text{m}^{-1})$	4		4
kualitas	8		8
fpe (μm)	18		18
KV	1,008		1,052
qL	2,379		2,132
qLnew	1		1
ε_α	1,692		1,709
$1/\varepsilon_\alpha (Y_\varepsilon)$	0,591		0,585
KFα	1,692		1,7094
KFβ	1		1
wFt (N/mm)	68,901		79,354
YF	2,7	2,35	2,46
Yβ	1		1
$\sigma_F (\text{N/mm}^2)$	27,487	23,924	28,549
SF	1,8		1,8
$\sigma_{FD} (\text{N/mm}^2)$	49,477	43,063	51,389
β_b	0		0
Z_ε	0,827		0,874
KHα	1,299		1,309
KHβ	1		1
wHt (N/mm)	52,931		60,799
ZM	272		272
ZH	1,764		1,764
$\sigma_H (\text{N/mm}^2)$	520		370,14
SH	1,25		1,25
$\sigma_{HD} (\text{N/mm}^2)$	650		462,67

Tabel 4.8. Kekuatan pasangan roda gigi $z_{19}-z_{20}$ dan $z_{22}-z_{24}$.

pasangan roda gigi				
Hasil	Z_{17}	Z_{19}	Z_{18}	Z_{20}
PN (kW)	0,066		0,066	
nmin (rpm)	6,25	2,5	2,5	
nmak (rpm)	466,67	186,67	186,67	
vmin (m/s)	0,029		0,02	
vmak (m/s)	2,199		1,525	
Ft (N)	2241,2		3232,6	
b (mm)	35		35	
w (N/mm)	64,035		92,359	
KI	1,25		1,25	
w.KI	80,044		115,45	
CV (s/m)	0,043		0,037	
ε_β	0		0	
C_β	1		1	
k_e (μm^{-1})	4		4	
kualitas	8		9	
f_{pe} (μm)	18		25	
KV	1,002		1,001	
qL	1,399		1,396	
qLnew	1		1	
ε_α	1,267		1,709	
1/ε_α (Y_E)	0,789		0,585	
KFα	1,267		1,709	
KFβ	1		1	
wFt (N/mm)	101,64		197,58	
Y_F	2,46	2,2	2,46	
Y_B	1		1	
σ_F (N/mm²)	49,326	44,113	71,085	
S_F	1,8		1,8	
σ_{FD} (N/mm²)	88,787	79,403	127,95	
β_b	0		0	
Z_E	0,954		0,874	
KHα	1,098		1,309	
KHβ	1		1	
wHt (N/mm)	88,05		151,38	
Z_M	272		272	
Z_H	1,677		1,764	
σ_H (N/mm²)	805,68		584,05	
S_H	1,25		1,25	
σ_{HD} (N/mm²)	1007,1		730,07	

Tabel 4.9 Pemilihan material roda gigi.

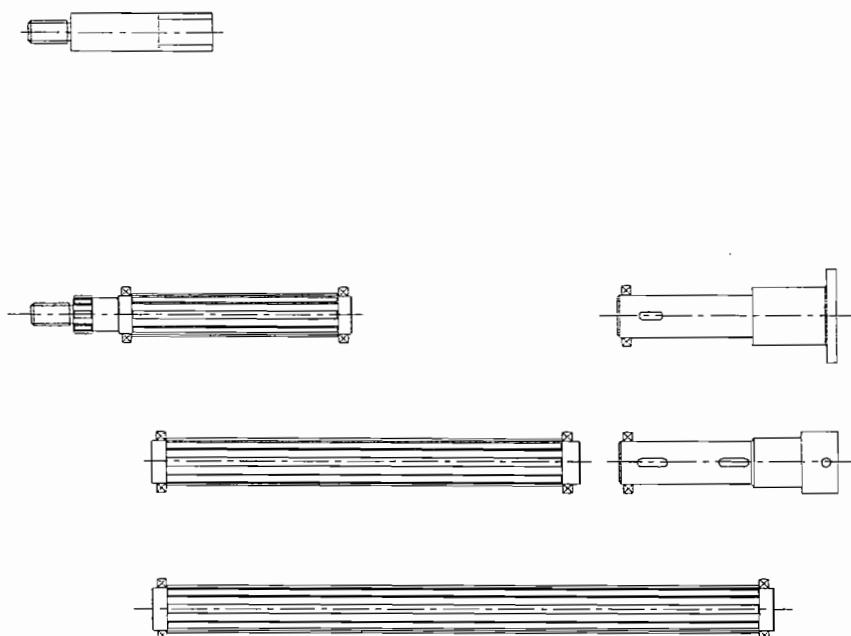
roda gigi	lebar <i>b</i>	hasil perhitungan		dari Tabel K			
		σ_{FD}	σ_{HD}	material	perlakuan	σ_{FD}	σ_{HD}
Z_1	20	9,194	137,758	St 42	-	170	290
Z_2	20	8,61	137,758	St 42	-	170	290
Z_3	20	17,3975	188,582	St 42	-	170	290
Z_4	20	16,292	188,582	St 42	-	170	290
Z_5	20	41,566	388,77	St 60	-	200	400
Z_6	20	45,253	434,17	St 70	-	220	460
Z_7	20	42,935	388,77	St 60	-	200	400
Z_8	20	45,253	434,17	St 70	-	220	460
Z_9	30	28,986	438,03	St 70	-	220	460
Z_{10}	30	53,487	545,05	Ck 45	normalized	200	590
Z_{11}	30	49,477	650	42 CrMo 4	tempered	290	670
Z_{12}	30	30,287	355,2	St 60	-	200	400
Z_{13}	30	27,564	438,03	St 70	-	220	460
Z_{14}	30	50,226	545,05	Ck 45	normalized	200	590
Z_{15}	30	43,063	650	42 CrMo 4	tempered	290	670
Z_{16}	35	51,389	462,67	Ck 45	normalized	200	590
Z_{17}	35	88,787	1007,1	Ck 45	batch nitrided	350	1100
Z_{18}	35	127,95	730,07	34 CrNiMo 6	tempered	320	770
Z_{19}	35	79,403	1007,1	Ck 45	batch nitrided	350	1100
Z_{20}	35	127,95	730,07	34 CrNiMo 6	tempered	320	770

BAB V

ANALISIS GAYA

Analisis gaya merupakan suatu analisis terhadap gaya-gaya pada tiap poros yang ditimbulkan oleh elemen-elemen mesin, misalnya sabuk dan roda gigi, karena meneruskan tenaga dari motor listrik sampai ke spindel kerja.

Dalam menganalisis gaya, posisi dari poros yang satu terhadap poros yang lainnya harus diperhatikan, karena posisi tersebut akan mempengaruhi arah gaya yang ada. Pada rancangan *feed gearbox* ini, posisi poros seperti Gambar 5.1.



Gambar 5.1. Posisi sumbu poros.

Elemen terputar menuntut sebuah tenaga kepada elemen pemutar. Tenaga yang diperhitungkan dalam menganalisis gaya adalah tenaga puncak, yaitu tenaga

nominal dikalikan faktor kerja. Tenaga nominal (P_N) sebesar 0,066 kW dan mempunyai faktor kerja (K_I) sebesar 1,25 Jadi besarnya tenaga puncak :

$$\begin{aligned} P_b &= P_N \times K_I \\ &= 0,066 \times 1,25 \\ &= 0,825 \text{ kW} \end{aligned} \quad (5.1)$$

Jenis dari roda gigi juga mempengaruhi gaya yang timbul. Untuk rancangan *feed gearbox* ini, jenis dari roda gigi yang dipakai yaitu roda gigi lurus. Oleh karena itu, gaya yang timbul yaitu gaya tangensial (F_t) dan gaya radial (F_r). Sedangkan gaya aksial (F_a) tidak ada, karena tidak ada kemiringan profil gigi ($\beta = 0$).

Rumus :

$$F_t = \frac{P_b}{v} \quad (5.2)$$

$$F_r = F_t \times \tan \alpha \quad (5.3)$$

Dengan : P_b = tenaga puncak.

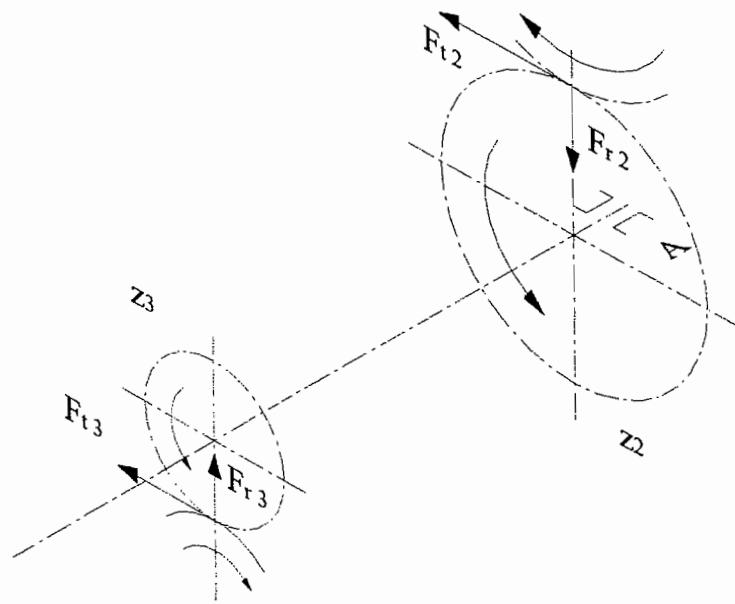
v = kecepatan keliling lingkaran gelinding

α = sudut kontak kerja.

Berikut ini analisis gaya pada tiap-tiap poros :

5.1 Analisis Gaya Pada Poros B.

Pada poros B terdapat roda gigi z_2 dan roda gigi z_3 yang merupakan roda gigi antara untuk roda gigi z_1 dan roda gigi z_4 (Gambar 5.2).



Gambar 5.2. Arah gaya pada poros B.

Dengan data : $v_2 = 0,5235 \text{ m/s}$.

$$v_3 = 0,2618 \text{ m/s}$$

$$\alpha_2 = \alpha_3 = 20^\circ$$

Maka :

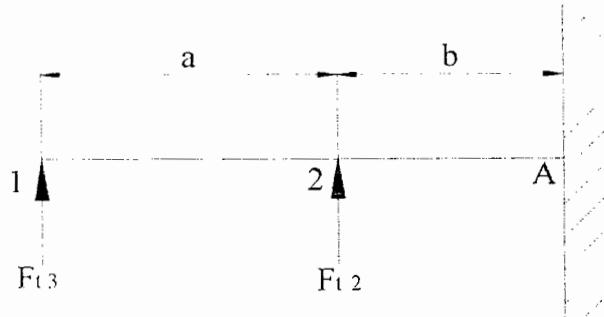
$$\begin{aligned} F_{t_2} &= \frac{P_b}{v_2} & F_{r_2} &= F_{t_2} \times \tan \alpha_2 \\ &= \frac{82,5}{0,5235} & &= 157,59 \times \tan 20 \\ &= 157,59 \text{ N} & &= 57,36 \text{ N} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} F_{t_3} &= \frac{P_b}{v_3} & F_{r_3} &= F_{t_3} \times \tan \alpha_3 \\ &= \frac{82,5}{0,2618} & &= 315,17 \times \tan 20 \\ &= 315,17 \text{ N} & &= 114,71 \text{ N} \end{aligned}$$

Penguraian gaya pada roda gigi z_2 .

a. Analisis gaya arah horisontal.

Gambar 5.3 merupakan analisis gaya poros B arah horisontal.



Gambar 5.3. Analisis gaya arah horisontal.

$$\text{Data : } a = 40 \text{ mm} \quad F_{t_2} = 157,59 \text{ N}$$

$$b = 30 \text{ mm} \quad F_{t_3} = 315,17 \text{ N}$$

Perhitungan gaya reaksi tumpuan A.

$$\begin{aligned} R_{Ah} &= - (F_{t_2} + F_{t_3}) \\ &= - (157,59 + 315,17) \\ &= -472,76 \text{ N} \end{aligned} \tag{5.4}$$

Perhitungan momen lengkung

Perhitungan momen lengkung di titik A

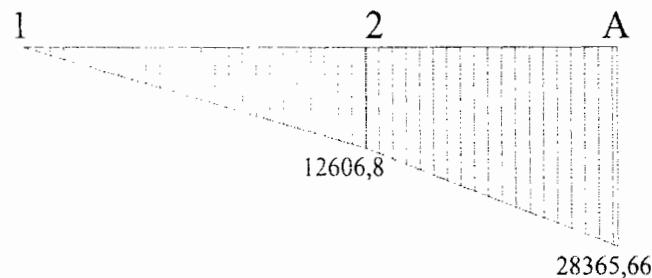
$$\begin{aligned} M_{Ah} &= - F_{t_3} \cdot (a + b) - F_{t_2} \cdot a \\ &= - 315,17 \cdot (40 + 30) - 157,59 \cdot 40 \\ &= - 28365,66 \text{ Nmm} \end{aligned} \tag{5.5}$$

Perhitungan momen lengkung di titik 2

$$\begin{aligned} M_{2h} &= - F_{t_3} \cdot a \\ &= - 315,17 \cdot 40 \\ &= - 12606,8 \text{ Nmm} \end{aligned}$$

Momen lengkung di titik 1 = 0.

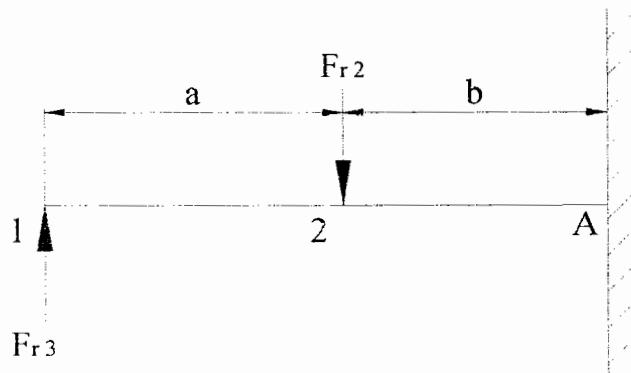
Gambar 5.4 merupakan BMD pada arah horisontal.



Gambar 5.4. BMD arah vertikal.

b. Analisis gaya arah vertikal.

Gambar 5.5 merupakan analisis gaya poros B arah horisontal.



Gambar 5.5. Analisis gaya arah vertikal

$$\text{Data : } \quad a = 40 \text{ mm} \quad Fr_2 = 57,36 \text{ N}$$

$$b = 30 \text{ mm} \quad Fr_3 = 114,71 \text{ N}$$

Perhitungan gaya reaksi tumpuan A.

$$R_{AV} = Fr_2 - Fr_3$$

$$= 57,36 - 114,71$$

$$= -57,35 \text{ N}$$

Perhitungan momen lengkung

Perhitungan momen lengkung di titik A

$$M_{AV} = Fr_3 \cdot (a + b) - Fr_2 \cdot b$$

$$= 114,71 \cdot (40 + 30) - 57,36 \cdot 40$$

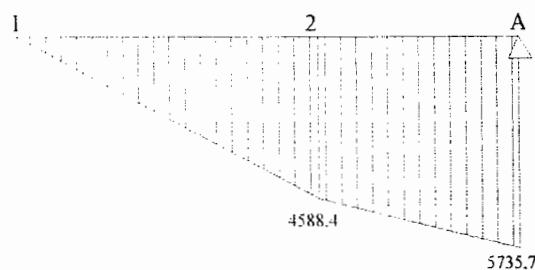
$$= 5735,7 \text{ Nmm}$$

Perhitungan momen lengkung di titik 2

$$\begin{aligned}
 M_{2v} &= F_{r3} \cdot a \\
 &= 114,71 \cdot 40 \\
 &= 4588,4 \text{ Nmm}
 \end{aligned}$$

Momen lengkung di titik 1 = 0.

Gambar 5.6 merupakan BMD pada arah horisontal.



Gambar 5.6. BMD arah horisontal.

c. Menghitung resultan gaya dan momen lengkung.

Reaksi bantalan A :

$$\begin{aligned}
 R_A &= \sqrt{R_{Ah}^2 + R_{Av}^2} \quad (5.6) \\
 &= \sqrt{(-472,76)^2 + (-57,36)^2} \\
 &= 476,23 \text{ N}
 \end{aligned}$$

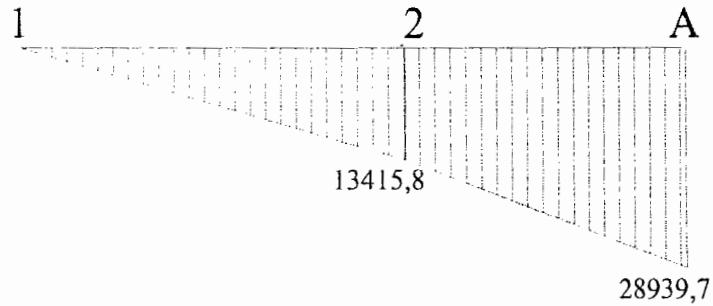
Momen lengkung di titik A :

$$\begin{aligned}
 M_A &= \sqrt{M_{Ah}^2 + M_{Av}^2} \quad (5.7) \\
 &= \sqrt{(-28365,66)^2 + (-5735,7)^2} \\
 &= 28939,74 \text{ N}
 \end{aligned}$$

Momen lengkung di titik 2 :

$$\begin{aligned}
 M_2 &= \sqrt{M_{2h}^2 + M_{2v}^2} \\
 &= \sqrt{(-12606,8)^2 + (-4588,4)^2} \\
 &= 13415,8 \text{ N}
 \end{aligned}$$

Gambar 5.7 merupakan BMD gabungan.



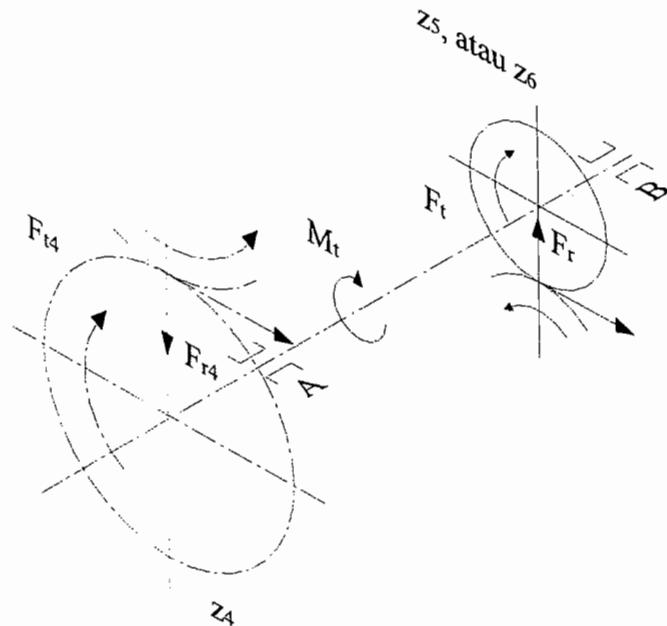
Gambar 5.7. BMD gabungan.

5.2 Analisis Gaya Pada Poros I.

Pada poros I terdapat dua posisi untuk setiap putaran Putaran poros I selalu tetap yaitu $n_1 = 12,5$ rpm, dengan daya yang dipindahkan sebesar (P_b) = 0,0825 kW. Jadi momen puntir yang terjadi =

$$\begin{aligned}
 M_1 &= 9550 \times \frac{P_b}{n_1} && (5.8) \\
 &= 9550 \times \frac{0,0825}{12,5} \\
 &= 63039,44 \text{ Nm}
 \end{aligned}$$

Pada poros I terdapat roda gigi z_4 , roda gigi z_5 dan roda gigi z_6 . Arah gaya untuk poros I dapat dilihat pada Gambar 5.8



Gambar 5.8. Arah gaya pada poros I

Dari Gambar 5.8 terlihat bahwa daya dari roda gigi \$z_4\$ dipindahkan ke salah satu dari roda gigi \$z_5\$ atau roda gigi \$z_6\$.

1. Analisa gaya untuk posisi 1

(daya dari roda gigi \$z_4\$ dipindahkan ke roda gigi \$z_5\$)

Data :

$$v_4 = 0,2618 \text{ m/s.}$$

$$v_5 = 0,1099 \text{ m/s.}$$

$$\alpha_4 = 20^\circ$$

$$\alpha_5 = 20^\circ$$

Maka :

$$\begin{aligned} F_{t4} &= \frac{P_b}{v_4} \\ &= \frac{82,5}{0,2618} \\ &= 315,174 \text{ N} \end{aligned}$$

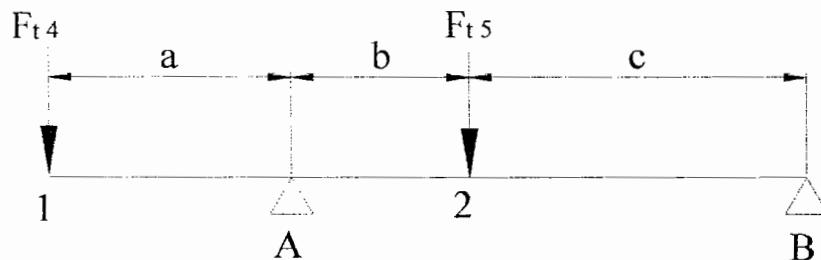
$$\begin{aligned} F_{t4} &= F_{t4} \times \tan \alpha_4 \\ &= 315,174 \times \tan 20^\circ \\ &= 114,714 \text{ N} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} F_{t5} &= \frac{P_b}{v_5} \\ &= \frac{82,5}{0,1099} \\ &= 750,414 \text{ N} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} F_{t5} &= F_{t5} \times \tan \alpha_5 \\ &= 750,414 \times \tan 20^\circ \\ &= 273,128 \text{ N} \end{aligned}$$

a. Analisis gaya arah horisontal.

Gambar 5.9 merupakan analisis gaya poros I arah horisontal.



Gambar 5.9 Analisis gaya arah horisontal.

Data : $a = 100 \text{ mm}$ $F_{t4} = 315,174 \text{ N}$

$b = 40 \text{ mm}$ $F_{t5} = 750,414 \text{ N}$

$c = 115 \text{ mm}$

Perhitungan gaya reaksi bantalan A :

$$\sum M_{Bh} = 0 \quad (5.9)$$

$$(F_{t4} \cdot (100 + 155)) + (F_{t5} \cdot 100) - (R_{Ah} \cdot 155) = 0$$

$$R_{Ah} = \frac{F_{t4} \times (100 + 155) + F_{t5} \cdot 115}{155}$$

$$= \frac{315,174 \times 255 + 750,414 \times 115}{155}$$

$$= 1075,271 \text{ N}$$

Perhitungan gaya reaksi bantalan B :

$$R_{Ah} + R_{Bh} = \sum F \quad (5.10)$$

$$R_{Bh} = \sum F - R_{Ah}$$

$$= 1065,588 - 1075,271$$

$$= -9,683 \text{ N}$$

Perhitungan momen lengkung di titik A :

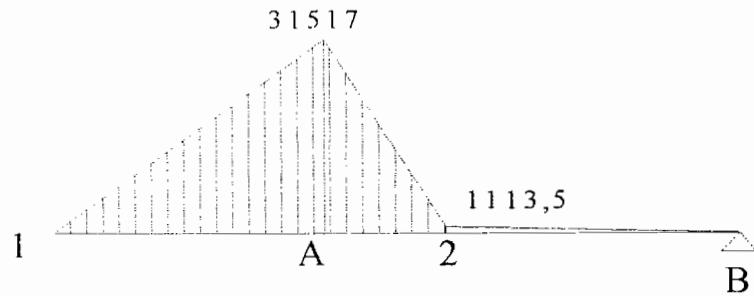
$$\begin{aligned}
 M_{Ah} &= F_{t_4} \cdot 100 \\
 &= 315,174 \times 100 \\
 &= 31517,4 \text{ Nmm}
 \end{aligned} \tag{5.11}$$

Perhitungan momen lengkung di titik 2 :

$$\begin{aligned}
 M_{2h} &= -R_{Bh} \cdot 115 \\
 &= -(-9,683) \times 115 \\
 &= 1113,518 \text{ Nmm}
 \end{aligned}$$

Momen lengkung di titik 1, dan B = 0.

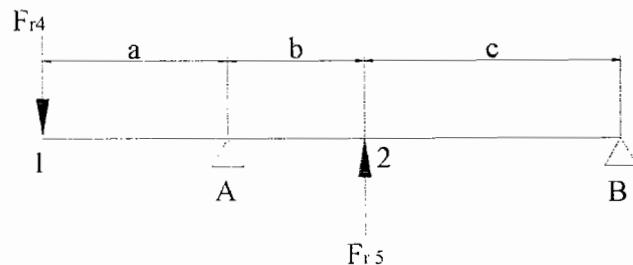
Gambar 5.10 merupakan BMD pada arah horisontal.



Gambar 5.10 BMD pada arah horisontal.

b. Analisis gaya arah vertikal.

Gambar 5.11 merupakan analisis gaya poros I arah vertikal.



Gambar 5.11 Analisis gaya arah vertikal.

Data :	$a = 100 \text{ mm}$	$F_{r4} = 114,714 \text{ N}$
	$b = 40 \text{ mm}$	$F_{r5} = 273,128 \text{ N}$
	$c = 115 \text{ mm}$	

Perhitungan gaya reaksi bantalan A :

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

$$(F_{r4} \cdot (100 + 155)) - (F_{r5} \cdot 100) - (R_{AV} \cdot 155) = 0$$

$$R_{AV} = \frac{F_{r4} \times (100 + 155) - F_{r5} \cdot 115}{155}$$

$$= \frac{114,714 \times 255 - 273,128 \times 115}{155}$$

$$= -13,921 \text{ N}$$

Perhitungan gaya reaksi bantalan B :

$$R_{AV} + R_{BV} = \sum F$$

$$R_{BV} = \sum F - R_{AV}$$

$$= -158,415 - (-13,921)$$

$$= -144,494 \text{ N}$$

Perhitungan momen lengkung di titik A :

$$M_{Ah} = F_{r4} \cdot 100$$

$$= 114,714 \times 100$$

$$= 11471,4 \text{ Nmm}$$

Perhitungan momen lengkung di titik 2 :

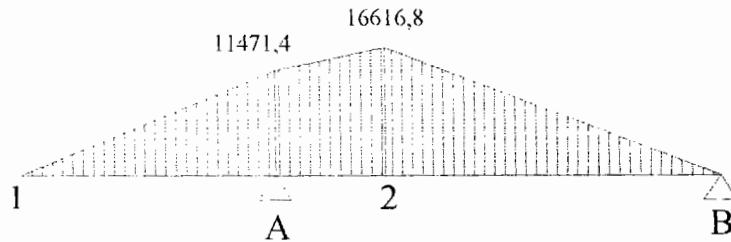
$$M_{2h} = -R_{BV} \cdot 115$$

$$= -(-13,921) \times 115$$

$$= 16616,78 \text{ Nmm}$$

Momen lengkung di titik 1, dan B = 0.

Gambar 5.12 merupakan BMD pada arah horisontal.



Gambar 5.12 BMD pada arah horisontal.

- c. Menghitung resultan gaya dan momen lengkung.

Reaksi bantalan A :

$$\begin{aligned} R_A &= \sqrt{R_{Ah}^2 + R_{Av}^2} \\ &= \sqrt{(1075,271)^2 + (-13,921)^2} \\ &= 1075,361 \text{ N} \end{aligned}$$

Reaksi bantalan B :

$$\begin{aligned} R_B &= \sqrt{R_{Bh}^2 + R_{Bv}^2} \\ &= \sqrt{(-9,683)^2 + (-144,494)^2} \\ &= 144,818 \text{ N} \end{aligned}$$

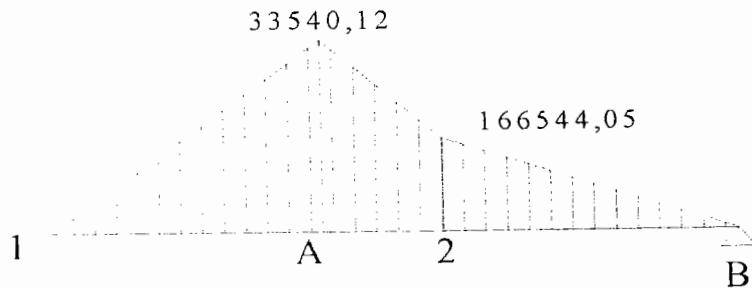
Momen lengkung di titik A :

$$\begin{aligned} M_A &= \sqrt{M_{Ah}^2 + M_{Av}^2} \\ &= \sqrt{(31517,4)^2 + (14471,4)^2} \\ &= 33540,12 \text{ N} \end{aligned}$$

Momen lengkung di titik 2 :

$$\begin{aligned} M_2 &= \sqrt{M_{2h}^2 + M_{2v}^2} \\ &= \sqrt{(1113,518)^2 + (16616,78)^2} \\ &= 16654,05 \text{ N} \end{aligned}$$

Gambar 5.13 merupakan BMD gabungan.



Gambar 5.13. BMD gabungan.

2. Analisa gaya untuk posisi 2

(daya dari roda gigi z_4 dipindahkan ke roda gigi z_6)

$$\text{Data : } v_4 = 0,2618 \text{ m/s.} \quad V_6 = 0,102 \text{ m/s.}$$

$$\alpha_4 = 20^\circ \quad \alpha_6 = 20^\circ$$

Maka :

$$\begin{aligned} F_{t_6} &= \frac{P_b}{v_6} & F_{r_6} &= F_{t_6} \times \tan \alpha_6 \\ &= \frac{82,5}{0,102} & &= 808,168 \times \tan 20 \\ &= 808,138 \text{ N} & &= 294,138 \text{ N} \end{aligned}$$

Hasil perhitungan ditunjukkan dalam Tabel 5.1.

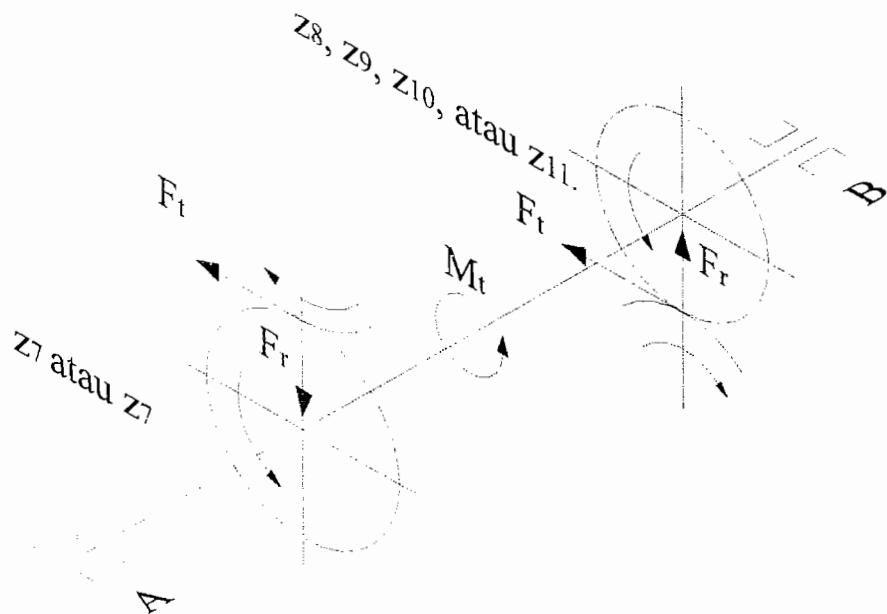
Tabel 5.1. Hasil perhitungan posisi 2 pada poros I.

sumbu	R _a	R _b	M ₁	M _a	M ₂	M _b
h	727,064	396,249	0	31517,4	-15849,94	0
v	112,816	-75,717	0	11471,39	11689,63	0
result	735,765	150,0887	0	33540,12	19694,36	0

5.3 Analisis Gaya Pada Poros II.

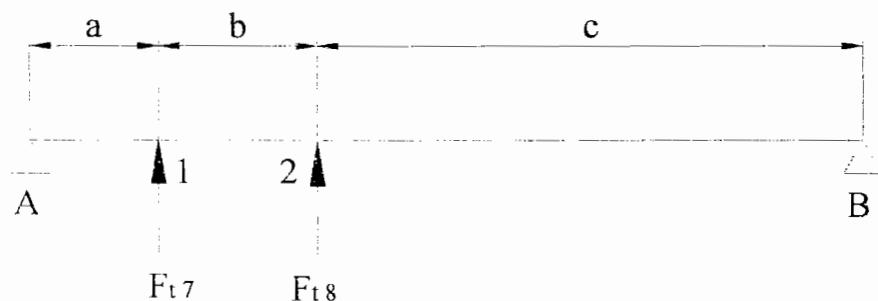
Pada poros II terdapat delapan posisi untuk setiap putaran. Daya yang dipindahkan sebesar (P_b) = 0,0825 kW.

Gambar 5.14 menunjukkan arah gaya yang terjadi pada poros II.

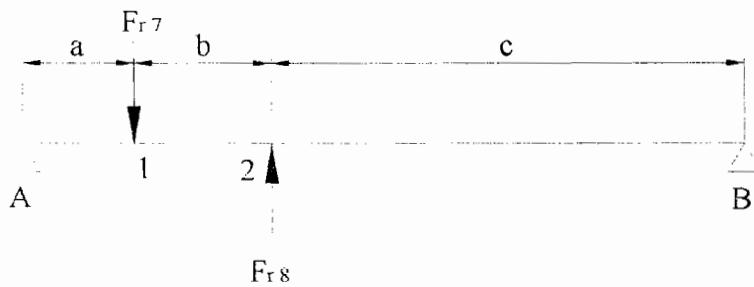


Gambar 5.14. Arah gaya poros II.

Gambar 5.15 merupakan analisis gaya arah horisontal, sedangkan Gambar 5.16 merupakan analisis gaya arah vertikal.



Gambar 5.15. Analisis gaya arah horisontal



Gambar 5.16. Analisis gaya arah vertikal

- a) Posisi 1 (daya dari roda gigi z₇ dipindahkan ke roda gigi z₈).

Metode perhitungan sama seperti pada poros I.

Data perhitungan ditunjukkan dalam Tabel 5.2.

Tabel 5.2. Data posisi 1 poros II.

n	14,583	c	295
v₇	0,1099	1	415
α₇	20	Ft ₇	750,414
v₈	0,119	Fr ₇	273,1285
α₈	20	Ft ₈	692,69
a	40	Fr ₈	252,119
b	80	Mt	54033,8

Hasil perhitungan ditunjukkan dalam Tabel 5.3.

Tabel 5.3. Hasil perhitungan posisi 1 pada poros II.

sumbu	R_A	R_B	M_A	M₁	M₂	M_B
h	-1170,479	-272,625	0	46819	80424	0
v	67,586	-46,576	0	-2703,4	13740	0
resultan	1172,429	276,575	0	46897	81590	0

b) Posisi 2 (daya dari roda gigi z_7 dipindahkan ke roda gigi z_9).

Data perhitungan ditunjukkan dalam Tabel 5.4.

Tabel 5.4. Data posisi 2 poros II.

n	14,583	c	190
v₇	0,1099	1	415
α₇	20	Ft ₇	750,414
v₉	0,107	Fr ₇	273,1285
α₉	18,427	Ft ₉	771,855
a	40	Fr ₉	257,163
b	185	Mt	54033,8

Hasil perhitungan ditunjukkan dalam Tabel 5.5.

Tabel 5.5. Hasil perhitungan posisi 2 pada poros II.

sumbu	R _A	R _B	M _A	M ₁	M ₂	M _B
h	-1031,464	-490,805	0	41259	93253	0
v	129,065	-113,1	0	-5162,6	21489	0
resultan	1039,508	503,667	0	41580	95697	0

c) Posisi 3 (daya dari roda gigi z_7 dipindahkan ke roda gigi z_{10}).

Data perhitungan ditunjukkan dalam Tabel 5.6.

Tabel 5.6. Data posisi 3 poros II.

n	14,583	c	150
v₇	0,1099	1	415
α₇	20	Ft ₇	750,414
v₁₀	0,089	Fr ₇	273,1285
α₁₀	20	Ft ₁₀	923,587
a	40	Fr ₁₀	336,158
b	225	Mt	54033,8

Hasil perhitungan ditunjukkan dalam Tabel 5.7.

Tabel 5.7. Hasil perhitungan posisi 3 pada poros II.

sumbu	R _A	R _B	M _A	M ₁	M ₂	M _B
h	-1011,9	-662,09	0	40476,5	99313,4	0
v	125,3	-188,33	0	-5012	28249,4	0
resultan	1019,64	688,353	0	40785,6	103253	0

d) Posisi 4 (daya dari roda gigi z_7 dipindahkan ke roda gigi z_{11}).

Data perhitungan ditunjukkan dalam Tabel 5.8.

Tabel 5.8. Data posisi 4 poros II.

n	14,583	c	45
v₇	0,1099	1	415
α₇	20	F _{t7}	750,414
v₁₁	0,079	F _{r7}	273,1285
α₁₁	20	F _{t11}	1039,035
a	40	F _{r11}	378,178
b	330	M _t	54033,8

Hasil perhitungan ditunjukkan dalam Tabel 5.9.

Tabel 5.9. Hasil perhitungan posisi 4 pada poros II.

sumbu	R_a	R_b	M_a	M₁	M₂	M_b
h	-790,752	-998,698	0	31630,07	44941,4	0
v	205,795	-310,845	0	-8231,82	13988,02	0
resultan	817,0923	1045,955	0	32683,7	47067,97	0

e) Posisi 5 (daya dari roda gigi z_8 dipindahkan ke roda gigi z_8).

Data perhitungan ditunjukkan dalam Tabel 5.10.

Tabel 5.10. Data posisi 5 poros II.

n	12,5	c	295
v₈	0,102	1	415
α₈	20	F _{t8}	808,138
a	115	F _{r8}	294,138
b	5	M _t	63039

Hasil perhitungan ditunjukkan dalam Tabel 5.11.

Tabel 5.11. Hasil perhitungan posisi 5 pada poros II.

sumbu	R_A	R_B	M_A	M₁	M₂	M_B
h	-1158,66	-457,621	0	133245,5	134998,1	0
v	3,544	-3,544	0	-407,541	1045,431	0
resultan	1158,662	457,634	0	133246,1	135002,1	0

f) Posisi 6 (daya dari roda gigi z_8 dipindahkan ke roda gigi z_9).

Data perhitungan ditunjukkan dalam Tabel 5.12.

Tabel 5.12. Data posisi 6 poros II.

n	12,5	c	190
v₈	0,102	1	415
α₈	20	F _{t₈}	808,138
v₉	0,092	F _{r₈}	294,138
α₉	18,427	F _{t₉}	900,497
a	115	F _{r₉}	300,024
b	110	M _t	63039

Hasil perhitungan ditunjukkan dalam Tabel 5.13.

Tabel 5.13. Hasil perhitungan posisi 6 pada poros II.

sumbu	R_A	R_B	M_A	M₁	M₂	M_B
h	-996,472	-712,163	0	114594,3	135311	0
v	75,269	-81,155	0	-8656,03	15419,51	0
resultan	999,311	716,773	0	114920,8	136186,8	0

g) Posisi 7 (daya dari roda gigi z_8 dipindahkan ke roda gigi z_{10}).

Data perhitungan ditunjukkan dalam Tabel 5.14.

Tabel 5.14. Data posisi 7 poros II.

n	12,5	c	150
v₈	0,102	1	415
α₈	20	F _{t₈}	808,138
v₁₀	0,076	F _{r₈}	294,138
α₁₀	20	F _{t₁₀}	1077,52
a	115	F _{r₁₀}	392,184
b	150	M _t	63039

Hasil perhitungan ditunjukkan dalam Tabel 5.15.

Tabel 5.15. Hasil perhitungan posisi 7 pada poros II.

sumbu	R_A	R_B	M_A	M₁	M₂	M_B
h	-973,661	-911,996	0	111971	136799,3	0
v	70,877	-168,923	0	-8150,82	25338,42	0
resultan	976,237	927,508	0	112267,3	139126,2	0

h) Posisi 8 (daya dari roda gigi z_8 dipindahkan ke roda gigi z_{11}).

Data perhitungan ditunjukkan dalam Tabel 5.16.

Tabel 5.16. Data posisi 8 poros II.

n	12,5	c	45
v₈	0,102	1	415
α₈	20	Ft ₈	808,138
v₁₁	0,068	Fr ₈	294,138
α₁₁	20	Ft ₁₁	1212,21
a	115	Fr ₁₁	441,207
b	255	Mt	63039

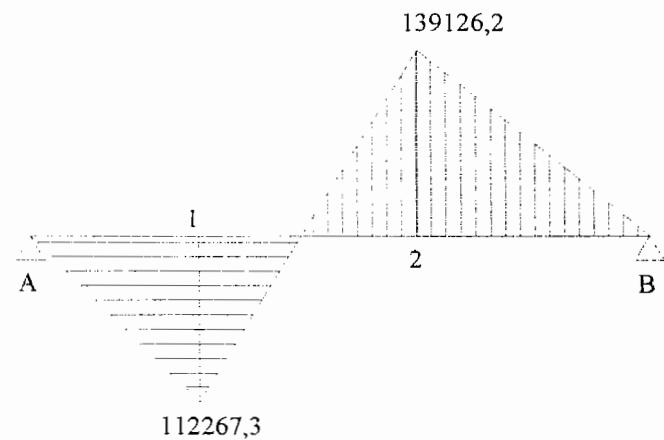
Hasil perhitungan ditunjukkan dalam Tabel 5.17.

Tabel 5.17. Hasil perhitungan posisi 8 pada poros II.

sumbu	R_A	R_B	M_A	M₁	M₂	M_B
h	-715,641	-1304,71	0	82298,68	58711,74	0
v	164,788	-311,858	0	-18950,7	14033,59	0
resultan	734,368	1341,459	0	84452,35	60365,64	0

Dari perhitungan di atas, maka dapat disimpulkan bahwa pada poros II gaya reaksi bantalan A maksimum (R_{Amak}) = 1172,429 N, gaya reaksi bantalan B maksimum (R_{Bmak}) = 1341,4459 N, momen lengkung maksimum (Mbmak) = 139126 Nmm, dan momen puntir yang terjadi (Mt) = 63039 Nmm.

Gambar 5.17 merupakan BMD gabungan untuk poros II

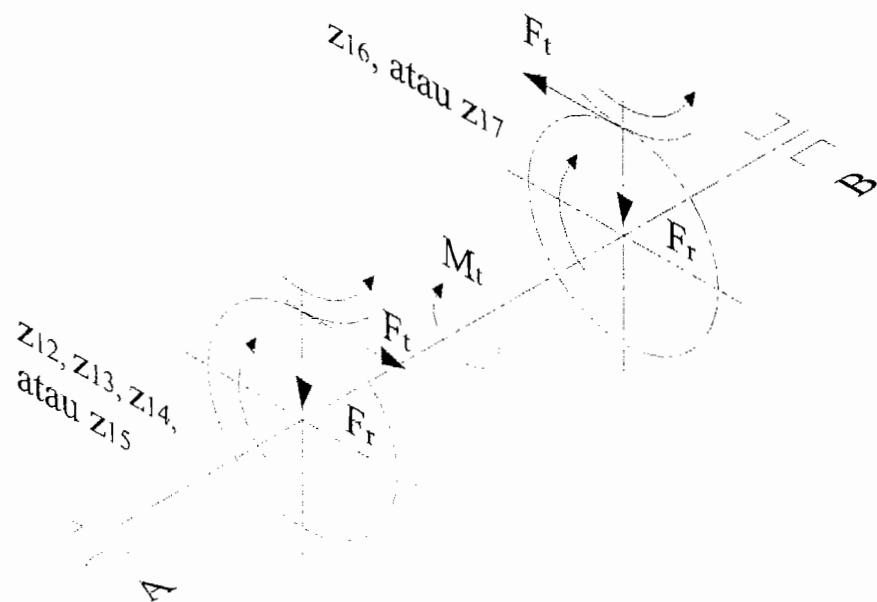


Gambar 5.17 BMD gabungan poros II

5.4 Analisis Gaya Pada Poros III.

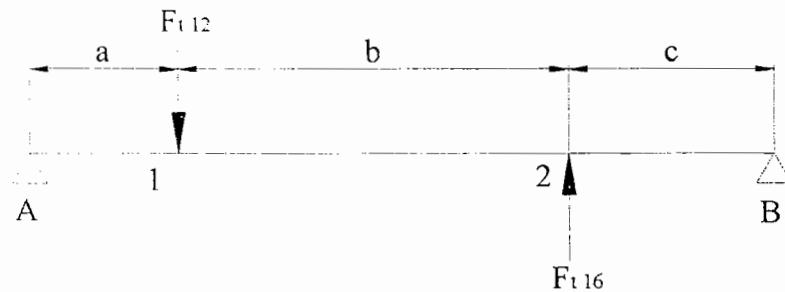
Pada poros III terdapat delapan posisi untuk setiap putaran. Daya yang dipindahkan sebesar (P_b) = 0,0825 kW.

Gambar 5.18 menunjukkan arah gaya yang terjadi pada poros III.

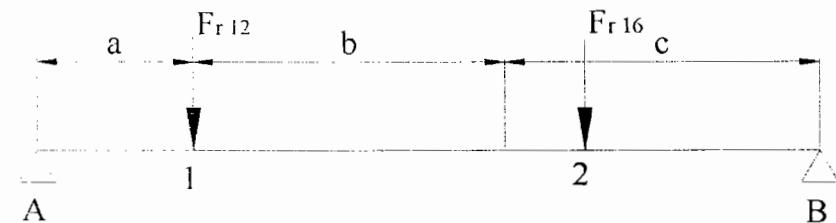


Gambar 5.18 Arah gaya poros III

Gambar 5.19 merupakan analisis gaya arah horisontal, sedangkan Gambar 5.20 merupakan analisis gaya arah vertikal.



Gambar 5.19. Analisis gaya arah horisontal



Gambar 5.20. Analisis gaya arah vertikal

- a) Posisi 1 (daya dari roda gigi z_{12} dipindahkan ke roda gigi z_{16}).

Metode perhitungan sama seperti pada poros I.

Data perhitungan ditunjukkan dalam Tabel 5.18.

Tabel 5.18. Data posisi 1 poros III.

n	12,5	c	165
v_{12}	0,102	1	630
α_{12}	20	F_{t12}	808,14
v_{16}	0,102	F_{r12}	294,14
α_{16}	20	F_{t16}	808,14
a	120	F_{r16}	294,14
b	345	Mt	63039

Hasil perhitungan ditunjukkan dalam Tabel 5.19.

Tabel 5.19. Hasil perhitungan posisi 1 pada poros III.

sumbu	R _A	R _B	M _A	M _I	M ₂	M _B
h	442,552	-442,552	0	-53106	73021,1	0
v	315,148	273,128	0	-37818	-45066	0
resultan	543,296	520,049	0	65195,5	85808,2	0

- b) Posisi 2 (daya dari roda gigi z_{12} dipindahkan ke roda gigi z_{17}).

Data perhitungan ditunjukkan dalam Tabel 5.20.

Tabel 5.20. Data posisi 2 poros III.

n	12,5	c	45
v₁₂	0,102	1	630
α₁₂	20	Ft ₁₂	808,14
v₁₇	0,059	Fr ₁₂	294,14
α₁₇	21,929	Ft ₁₇	1400,8
a	120	Fr ₁₇	563,94
b	465	Mt	63039

Hasil perhitungan ditunjukkan dalam Tabel 5.21.

Tabel 5.21. Hasil perhitungan posisi 2 pada poros III.

sumbu	R_A	R_B	M_A	M_I	M₂	M_B
h	554,152	-1146,787	0	-66498	51605,4	0
v	278,393	579,685	0	-33407	-26086	0
resultan	620,151	1284,97	0	74418,1	57823,8	0

- c) Posisi 3 (daya dari roda gigi z_{13} dipindahkan ke roda gigi z_{16}).

Data perhitungan ditunjukkan dalam Tabel 5.22.

Tabel 5.22. Data posisi 3 poros III.

n	10	c	165
v₁₃	0,092	1	630
α₁₃	18,427	Ft ₁₃	900,5
v₁₆	0,0817	Fr ₁₃	300,02
α₁₆	20	Ft ₁₆	1010,2
a	225	Fr ₁₆	367,67
b	240	Mt	78799,3

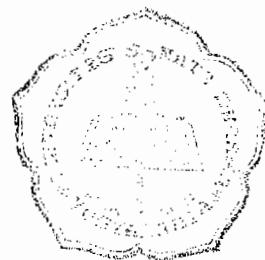
Hasil perhitungan ditunjukkan dalam Tabel 5.23.

Tabel 5.23. Hasil perhitungan posisi 3 pada poros III.

sumbu	R_A	R_B	M_A	M_I	M₂	M_B
h	314,322	-423,998	0	-70722	69959,6	0
v	289,168	378,529	0	-65063	-62457	0
resultan	427,102	568,382	0	96098	93783,1	0

d) Posisi 4 (daya dari roda gigi z_{13} dipindahkan ke roda gigi z_{17}).

Data perhitungan ditunjukkan dalam Tabel 5.24.



Tabel 5.24. Data posisi 4 poros III.

n	10	c	45
v₁₃	0,092	1	630
α₁₃	18,427	Ft ₁₃	900,5
v₁₇	0,047	Fr ₁₃	300,02
α₁₇	21,929	Ft ₁₇	1751
A	225	Fr ₁₇	704,93
b	360	Mt	78799,3

Hasil perhitungan ditunjukkan dalam Tabel 5.25.

Tabel 5.25. Hasil perhitungan posisi 4 pada poros III.

sumbu	R_a	R_b	M_a	M₁	M₂	M_b
h	453,822	-1304,291	0	-102110	58693,1	0
v	243,224	761,725	0	-54725	-34278	0
resultan	514,891	1510,431	0	115850	67969,4	0

e) Posisi 5 (daya dari roda gigi z_{14} dipindahkan ke roda gigi z_{16}).

Data perhitungan ditunjukkan dalam Tabel 5.26.

Tabel 5.26. Data posisi 5 poros III.

n	7,5	c	165
v₁₄	0,077	1	630
α₁₄	20	Ft ₁₄	1077,5
v₁₆	0,061	Fr ₁₄	392,18
α₁₆	20	Ft ₁₆	1346,9
a	265	Fr ₁₆	490,23
b	200	Mt	105066

Hasil perhitungan ditunjukkan dalam Tabel 5.27.

Tabel 5.27. Hasil perhitungan posisi 5 pada poros III.

sumbu	R_A	R_B	M_A	M₁	M₂	M_B
h	271,517	-540,897	0	-71952	89248	0
v	355,612	526,803	0	-94237	-86923	0
resultan	447,416	755,044	0	118565	124582	0

f) Posisi 6 (daya dari roda gigi z_{14} dipindahkan ke roda gigi z_{17}).

Data perhitungan ditunjukkan dalam Tabel 5.28.

Tabel 5.28. Data posisi 6 poros III.

n	7,5	c	45
v₁₄	0,077	1	630
α₁₄	20	Ft ₁₄	1077,5
v₁₇	0,035	Fr ₁₄	392,18
α₁₇	21,929	Ft ₁₇	2334,6
a	265	Fr ₁₇	939,9
b	320	Mt	105066

Hasil perhitungan ditunjukkan dalam Tabel 5.29.

Tabel 5.29. Hasil perhitungan posisi 6 pada poros III.

sumbu	R_A	R_B	M_A	M₁	M₂	M_B
h	457,518	-1714,622	0	-121242	77158	0
v	294,354	1037,731	0	-78004	-46698	0
resultan	544,028	2004,199	0	144167	90188,9	0

g) Posisi 7 (daya dari roda gigi z_{15} dipindahkan ke roda gigi z_{16}).

Data perhitungan ditunjukkan dalam Tabel 5.30.

Tabel 5.30. Data posisi 7 poros III.

n	6,25	c	165
v₁₅	0,068	1	630
α₁₅	20	Ft ₁₅	1212,2
v₁₆	0,051	Fr ₁₅	441,21
α₁₆	20	Ft ₁₆	1616,3
a	370	Fr ₁₆	588,28
b	95	Mt	126079

Hasil perhitungan ditunjukkan dalam Tabel 5.31.

Tabel 5.31. Hasil perhitungan posisi 7 pada poros III.

sumbu	R_A	R_B	M_A	M₁	M₂	M_B
h	76,966	-481,035	0	-28477	79370,7	0
v	336,158	693,326	0	-124378	-114399	0
resultan	344,856	843,858	0	127597	139236	0

- h) Posisi 8 (daya dari roda gigi z_{15} dipindahkan ke roda gigi z_{17}).

Data perhitungan ditunjukkan dalam Tabel 5.32.

Tabel 5.32. Data posisi 8 poros III.

n	6,25	c	45
v₁₅	0,068	1	630
α₁₅	20	Ft ₁₅	1212,2
v₁₇	0,029	Fr ₁₅	441,21
α₁₇	21,929	Ft ₁₇	2801,5
a	370	Fr ₁₇	1127,9
b	215	Mt	126079

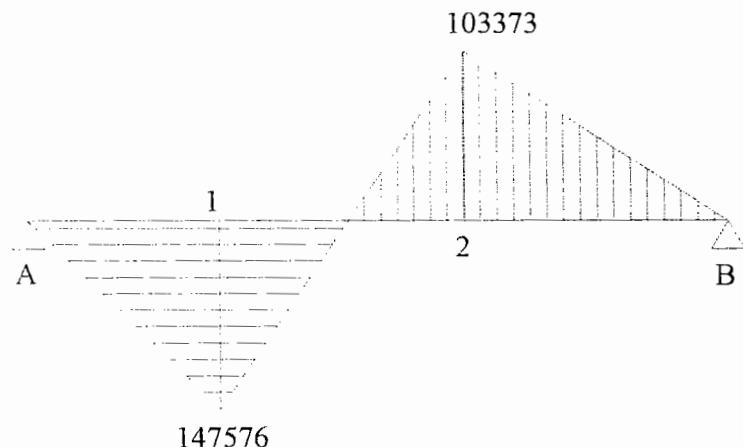
Hasil perhitungan ditunjukkan dalam Tabel 5.33.

Tabel 5.33. Hasil perhitungan posisi 8 pada poros III.

sumbu	R_A	R_B	M_A	M_I	M₂	M_B
h	300,166	-1889,505	0	-111061	85027,7	0
v	262,648	1306,439	0	-97180	-58790	0
resultan	398,853	2297,174	0	147576	103373	0

Dari perhitungan di atas, maka dapat disimpulkan bahwa pada poros III gaya reaksi bantalan A maksimum (R_{Amak}) = 620,151 N, gaya reaksi bantalan B maksimum (R_{Bmak}) = 2297,174 N, momen lengkung maksimum (M_{Bmak}) = 147576 Nmm, dan momen puntir yang terjadi (Mt) = 126079 Nmm.

Gambar 5.21 merupakan BMD gabungan untuk poros III

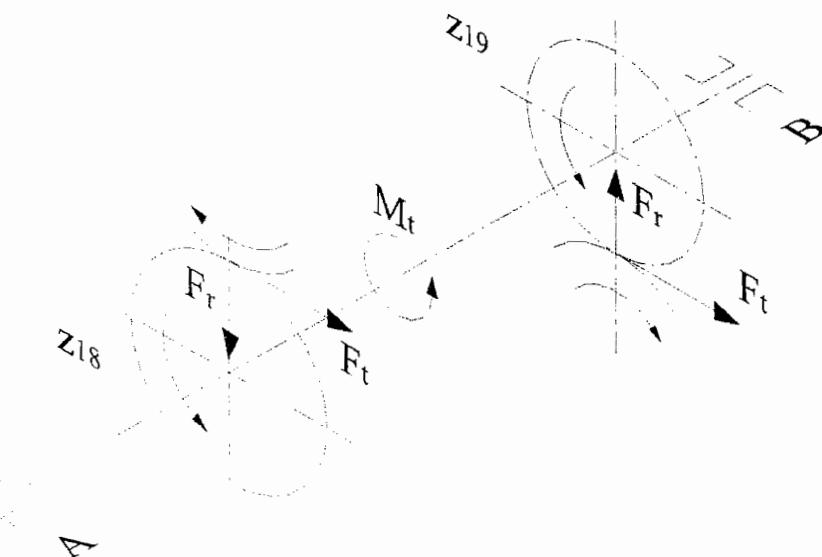


Gambar 5.21 BMD gabungan poros III

5.1 Analisis Gaya Pada Poros IV.

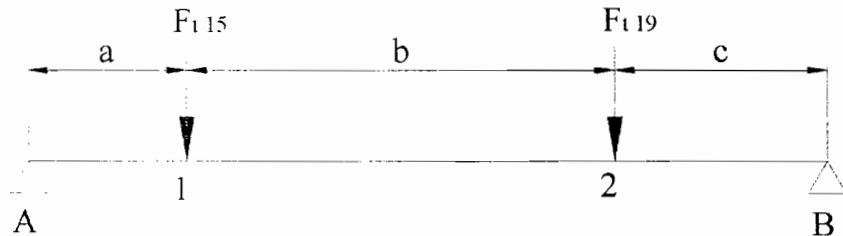
Pada poros IV terdapat dua posisi untuk setiap putaran. Daya yang dipindahkan sebesar (P_b) = 0,0825 kW.

Gambar 5.22 menunjukkan arah gaya yang terjadi pada poros IV.

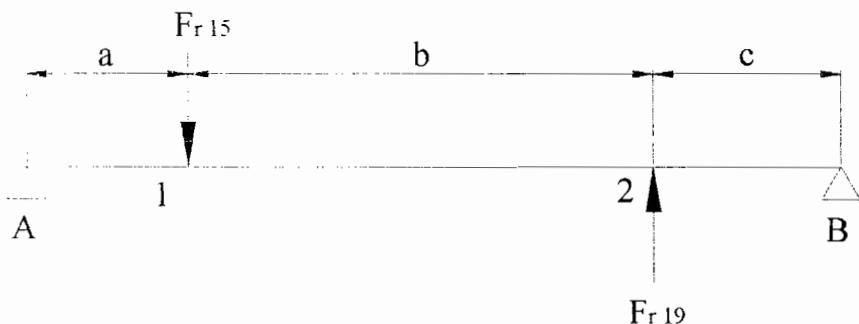


Gambar 5.22 Arah gaya poros IV

Gambar 5.23 merupakan analisis gaya arah horisontal, sedangkan Gambar 5.24 merupakan analisis gaya arah vertikal.



Gambar 5.23. Analisis gaya arah horisontal



Gambar 5.24. Analisis gaya arah vertikal

- a) Posisi 1 (daya dari roda gigi z_{18} dipindahkan ke roda gigi z_{18}).

Metode perhitungan sama seperti pada poros B.

Data perhitungan ditunjukkan dalam Tabel 5.34.

Tabel 5.34. Data posisi 1 poros IV.

n	6,25	c	165
v₁₈	0,05	1	195
α₁₅	20	F _{t18}	1616,3
a	30	F _{r18}	588,28
b	0	M _t	126079

Hasil perhitungan ditunjukkan dalam Tabel 5.35.

Tabel 5.35. Hasil perhitungan posisi 1 pada poros IV.

sumbu	R _A	R _B	M _A	M ₁	M ₂	M _B
h	2735,238	497,316	0	-82057	-82057	0
v	0	0	0	0	0	0
resultan	2735,238	497,316	0	82057,1	82057,1	0

b) Posisi 2 (daya dari roda gigi z_{18} dipindahkan ke roda gigi z_{19}).

Data perhitungan ditunjukkan dalam Tabel 5.36.

Tabel 5.36. Data posisi 2 poros IV.

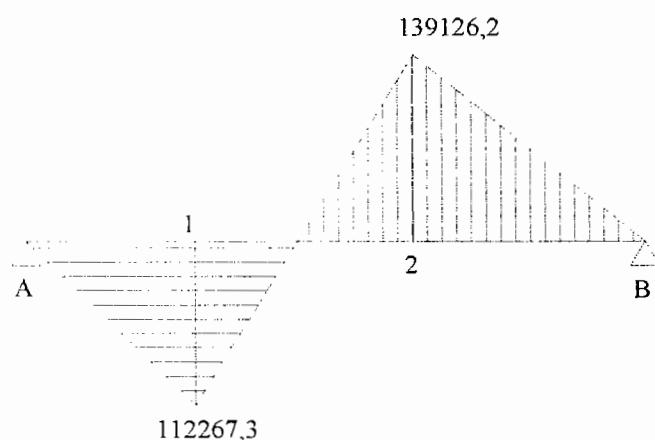
n	6,25	c	45
v₁₈	0,05	1	195
α₁₅	20	Ft ₁₈	1616,3
v₁₉	0,02	Fr ₁₈	588,28
α₁₉	20	Ft ₁₉	2801,5
a	30	Fr ₁₉	1127,9
b	120	Mt	315197

Hasil perhitungan ditunjukkan dalam Tabel 5.37.

Tabel 5.37. Hasil perhitungan posisi 2 pada poros IV.

sumbu	R_A	R_B	M_A	M₁	M₂	M_B
h	4065,558	2776,681	0	-121967	-124951	0
v	984,151	-641,340	0	-29525	28860,3	0
resultan	4182,979	2849,785	0	125489	128240	0

Dari perhitungan di atas, maka dapat disimpulkan bahwa pada poros IV gaya reaksi bantalan A maksimum ($R_{A\text{maks}}$) = 4182,979 N, gaya reaksi bantalan B maksimum ($R_{B\text{maks}}$) = 2849,785 N, momen lengkung maksimum ($M_{B\text{maks}}$) = 128240 Nmm, dan momen puntir yang terjadi (Mt) = 315197 Nmm. Gambar 5.25 merupakan BMD gabungan untuk poros IV

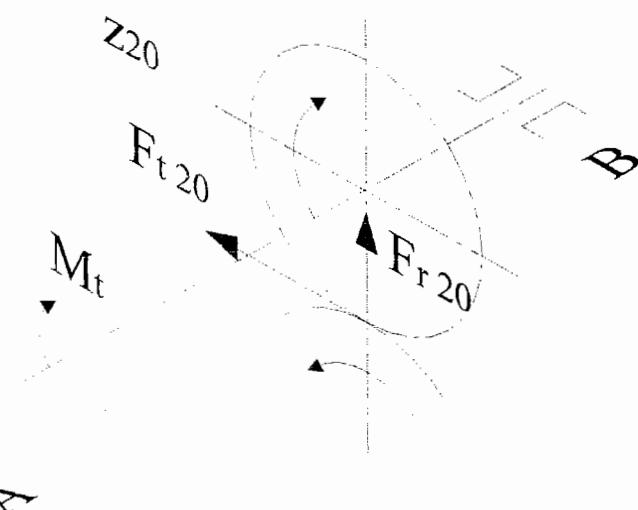


Gambar 5.25. BMD gabungan poros IV

5.2 Analisis Gaya Pada Poros V.

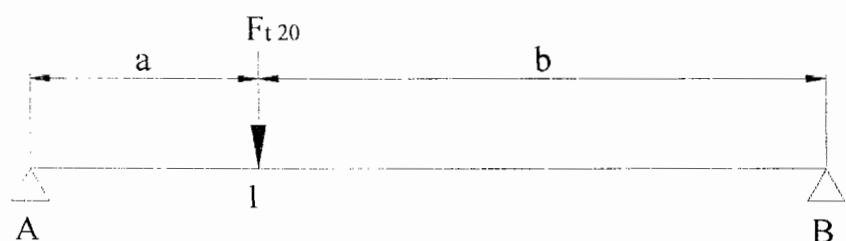
Pada poros V hanya terdapat satu posisi untuk setiap putaran. Daya yang dipindahkan sebesar (P_b) = 0,0825 kW.

Gambar 5.26 menunjukkan arah gaya yang terjadi pada poros V.

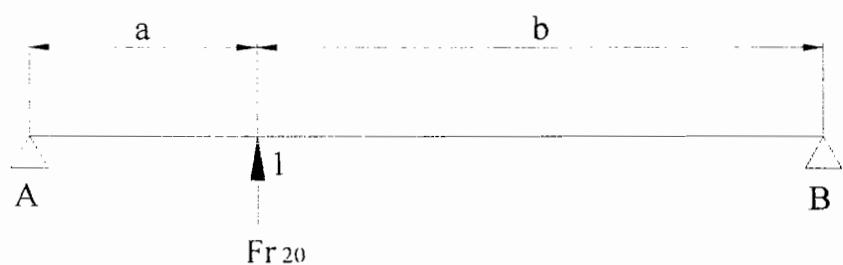


Gambar 5.26. Arah gaya poros V

Gambar 5.27 merupakan analisis gaya arah horisontal, sedangkan Gambar 5.28 merupakan analisis gaya arah vertikal.



Gambar 5.27. Analisis gaya arah horisontal



Gambar 5.28. Analisis gaya arah vertikal

Metode perhitungan sama seperti pada poros B.

Data perhitungan ditunjukkan dalam Tabel 5.38.

Tabel 5.38. Data posisi 1 poros V.

n	2,5	c	165
v₂₀	0,02	l	195
α₂₀	20	Ft ₂₀	4040,692
a	30	Fr ₂₀	1470,692
b	0	Mt	315197

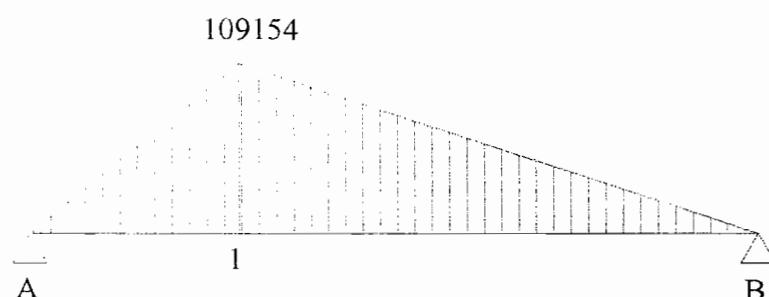
Hasil perhitungan ditunjukkan dalam Tabel 5.39.

Tabel 5.39. Hasil perhitungan posisi 1 pada poros V

sumbu	R_A	R_B	M_A	M_I	M_B
h	-3419,047	-621,645	0	102571,4	0
v	-1244,431	-226,260	0	37332,94	0
resultan	3638,474	661,541	0	109154,2	0

Dari perhitungan di atas, maka dapat disimpulkan bahwa pada poros V gaya reaksi bantalan A maksimum (R_{Amak}) = 3638,474 N, gaya reaksi bantalan B maksimum (R_{Bmak}) = 661,541 N, momen lengkung maksimum (M_{bmak}) = 109154,2 Nmm, dan momen puntir yang terjadi (Mt) = 315197 Nmm.

Gambar 5.29 merupakan BMD gabungan untuk poros V



Gambar 5.29. BMD gabungan poros V

BAB VI

PERHITUNGAN POROS

6.1 Jenis Poros.

Poros menurut fungsinya dibagi menjadi dua macam, yaitu poros penyangga dan poros transmisi.⁵

1. Poros penyangga adalah salah satu jenis elemen konstruksi yang berfungsi menyangga elemen konstruksi lain yang berputar, misalnya : puli pada kerek, roda gigi antara, dan tuas pengungkit. Poros penyangga tidak meneruskan atau mentransmisikan momen puntir. Poros ini dapat berupa poros diam maupun poros ikut berputar.
2. Poros transmisi adalah salah satu jenis elemen konstruksi yang berfungsi menerima kemudian meneruskan momen puntir dari elemen transmisi yang satu kepada yang lain, misalnya : roda gigi, puli sabuk, dan kopling. Pembebanan pada poros transmisi terutama berupa puntir akibat momen puntir. Selain itu masih terdapat pembebanan lengkung yang masih tetap harus disangga.

6.2 Dasar Perhitungan Poros.

Dalam menentukan ukuran dan material dari poros, dibutuhkan empat analisis perhitungan, yaitu :

⁵ B. Sudibyo, Ing HTL, Poros Penyangga Dan Poros Transmisi, Akademi Teknik Mesin Industri, Surakarta, hal 1

a) Analisis terhadap momen yang terjadi.

Yaitu menghitung diameter poros berdasarkan momen puntir dan momen lengkung yang diterima poros, serta tegangan ijin dari material poros.

b) Analisis terhadap deformasi akibat puntiran.

Yaitu menghitung diameter poros berdasarkan besarnya sudut puntir yang diperbolehkan.

c) Analisis terhadap defleksi.

Yaitu menghitung besarnya sudut defleksi untuk mengetahui apakah melampaui dari batas yang telah ditetapkan.

d) Analisis terhadap putaran kritis.

Yaitu menghitung putaran kritis dari poros untuk mengetahui apakah putaran poros yang terjadi masih aman.

6.3 Perhitungan Poros B.

a) Analisis terhadap momen yang terjadi.

Poros B merupakan poros penyangga. Dari perhitungan analisis gaya, telah diketahui besarnya momen lengkung maksimal di poros B, yaitu $M_{bmak} = 23151,796 \text{ Nmm}$. Material poros B ditetapkan St 70.

1. Perhitungan diameter poros sementara.

Batas tegangan lengkung ulang (σ_{bSch}) = 520 N/mm^2 (Tabel L).

Jadi, batas tegangan lengkung ijin sementara ($\bar{\sigma}_{b\ sem}$) :

$$\begin{aligned}\bar{\sigma}_{b\ sem} &= \frac{\sigma_{bSch}}{2,5} && (6.1) \\ &= \frac{520}{2,5} \\ &= 208 \text{ N/mm}^2\end{aligned}$$

2. Perhitungan diameter poros sementara

$$\begin{aligned}d_{k\ sem} &\approx \frac{M_{bmak}}{\bar{\sigma}_{b\ sem}} && (6.2) \\ &\approx \frac{23151.796}{208} \\ &\approx 10,3635 \text{ mm}\end{aligned}$$

3. Mencari tegangan lengkung ijin.

Poros B ditetapkan memiliki kehalusan permukaan N6. Dari Tabel N diperoleh harga R_t untuk N6 = 3,6.

Batas patah (σ_B) St 70 = 775 N/mm² (Tabel O).

$$b_1 \approx 0,898 \text{ (Tabel P)}, \quad \beta_k = 3 \text{ (ada undercut)}.$$

$$b_2 \approx 0,997 \text{ (Tabel Q)}, \quad v = 1,5.$$

Jadi batas tegangan lengkung ijin ($\bar{\sigma}_b$) :

$$\begin{aligned}\bar{\sigma}_b &= \frac{\sigma_{bSch} \cdot b_1 \cdot b_2}{\beta_k \cdot v} && (6.3) \\ &= \frac{520 \times 0,898 \times 0,997}{3 \times 1,5} \\ &= 103,531 \text{ N/mm}^2\end{aligned}$$

Menghitung diameter dalam poros B.

$$\begin{aligned}
 d_k &= \sqrt[3]{\frac{M_{bmax}}{0,1 \times \bar{\sigma}_b}} & (6.4) \\
 &= \sqrt[3]{\frac{23151,796}{0,1 \times 103,531}} \\
 &\approx 13,077 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

Jadi diperoleh diameter dari poros B ≈ 15 mm.

b) Analisis terhadap defleksi

Pada poros B terdapat bantalan luncur sebagai tumpuan dari roda gigi z_3 .

Jadi batas $\tan \theta \approx 0,003$.

Data :

$$E = 210000 \text{ N/mm}^2$$

$$d_k \approx 15 \text{ mm.}$$

$$M_A = 23151,796 \text{ Nmm.}$$

$$l = 70 \text{ mm.}$$

Maka momen inersia (I) = $2485,0489 \text{ mm}^4$.

Sudut defleksi :

$$\begin{aligned}
 \theta &= \frac{M_A \cdot l}{2 \cdot E \cdot I} & (6.5) \\
 &= \frac{24584,7499 \times 52}{2 \times 210000 \times 2485,0489} \\
 &= 1,2249 \times 10^{-4}
 \end{aligned}$$

Sehingga $\tan \theta = 2,1378 \times 10^{-5}$

Karena $\tan \theta$ belum melampaui batas yang ditetapkan, maka diameter poros B sudah memenuhi syarat.

Poros B merupakan poros penyangga diam, sehingga tidak ada analisis terhadap deformasi akibat puntiran dan analisis terhadap putaran kritis.

6.4 Perhitungan Poros 1.

- a) Analisis terhadap momen yang terjadi.

Poros 1 merupakan poros transmisi pejal. Dari perhitungan analisis gaya, telah diketahui besarnya momen puntir dan momen lengkung maksimal di poros 1, yaitu $M_t = 63039,44 \text{ Nmm}$ dan $M_{bmax} = 33540,12 \text{ Nmm}$. Material poros I ditetapkan St 70.

1. Perhitungan diameter poros sementara.

Dari Tabel M diperoleh harga faktor $c_1 = 5,8$

$$\begin{aligned} d_{k\ sem} &\approx c_1 \cdot \sqrt[3]{M_t} \\ &\approx 5,8 \times \sqrt[3]{63039,44} \\ &\approx 23,083 \text{ mm} \end{aligned} \quad (6.6)$$

2. Mencari faktor batas tegangan dinamik.

Dari Tabel L diperoleh batas tegangan lengkung ganti (σ_{bw}) dan batas tegangan puntir ulang (σ_{tsch}) untuk material St 70.

$$\sigma_{bw} = 340 \text{ N/mm}^2$$

$$\tau_{tsch} = 250 \text{ N/mm}^2$$

Jadi, faktor batas tegangan dinamik (α_0) :

$$\begin{aligned}\alpha_0 &= \frac{\sigma_{bw}}{1,73 \times \tau_{tsch}} && (6.7) \\ &= \frac{340}{1,73 \times 250} \\ &= 0,7861\end{aligned}$$

3. Menghitung momen gabungan M_v .

$$\begin{aligned}M_v &= \sqrt{M_{bmak}^2 + 0,75 \cdot (\alpha_0 \cdot M_t)^2} && (6.8) \\ &= \sqrt{33540,12^2 + 0,75 \cdot (0,7861 \times 63039,44)^2} \\ &= 54468,92 \text{ Nmm}\end{aligned}$$

4. Mencari tegangan lengkung ijin.

Rumus :

$$\bar{\sigma}_b = \frac{\sigma_{bw} \cdot b_1 \cdot b_2}{\beta_k \cdot v} && (6.9)$$

Dengan : σ_{bw} = tegangan lengkung ganti.

b_1 = faktor kekasaran permukaan poros.

b_2 = faktor ukuran poros.

β_k = angka efek lekuk.

v = angka keamanan.

a. Mencari faktor kekasaran permukaan poros.

Poros I ditetapkan memiliki kehalusan permukaan N6. Dari Tabel N diperoleh harga R_t untuk N6 = 3,6

Dari Tabel O diperoleh batas patah (σ_B) untuk material St 70 = 775 N/mm². Maka besarnya faktor kekasaran permukaan dapat dilihat pada Tabel P. $b_1 \approx 0,898$.

- b. Mencari faktor ukuran poros.

Dari perhitungan di atas diperoleh diameter sementara untuk poros I $\approx 23,083$ mm. Maka besarnya faktor ukuran dapat dilihat pada Tabel Q. $b_2 \approx 0,922$.

- c. Mencari harga angka efek lekuk.

Harga β_k berkisar antara 1,2 (misalnya pada pergantian diameter poros yang disertai pembelokan atau radius yang lembut) dan 3 (misalnya pada *undercut* untuk cincin pengaman). Karena pada poros I terdapat *undercut* untuk cincin pengaman, maka β_k diambil 3.

- d. Mencari angka keamanan.

Untuk mesin perkakas ditetapkan harga $v = 1,5$.

Jadi batas tegangan lengkung ijin (σ_b) :

$$\begin{aligned}\overline{\sigma}_b &= \frac{\sigma_{bw} \cdot b_1 \cdot b_2}{\beta_k \cdot v} \\ &= \frac{340 \times 0,898 \times 0,922}{3 \times 1,5} \\ &= 62,599 \text{ N/mm}^2\end{aligned}$$

5. Menghitung diameter poros I.

$$\begin{aligned}d_k &= \sqrt[3]{\frac{M_v}{0,1 \times \sigma_b}} \quad (6.10) \\ &= \sqrt[3]{\frac{54468,92}{0,1 \times 62,599}} \\ &\approx 17,498 \text{ mm}\end{aligned}$$

Jadi dari analisis terhadap momen yang terjadi diperoleh diameter poros I ≈ 20 mm.

b) Analisis terhadap deformasi akibat puntiran.

Deformasi puntiran pada poros transmisi harus diperhatikan. Apabila puntiran terlalu besar, maka akan menyebabkan timbulnya getaran.

Besarnya sudut puntir dinyatakan dengan sudut puntir (φ). Sudut puntir φ tidak boleh melebihi $0,25^\circ$ sampai $0,5^\circ$ untuk setiap satu meter panjang poros.⁶

Rumus :

$$\varphi^\circ = \frac{180^\circ}{\pi} \times \frac{M_t \cdot L}{G \cdot I_p} < 0,25^\circ \quad (6.11)$$

Dengan :

φ = sudut puntir.

L = panjang poros transmisi (1000 mm).

M_t = momen puntir.

G = modulus gelincir (untuk baja, G = 80000 N/mm²).

I_p = momen inersia polar (untuk poros pejal, $I_p \approx 0,1 \cdot d_k^4$ dan untuk poros berlubang, $I_p \approx 0,1 (d_{ka}^4 - d_{ki}^4)$).

Maka :

$$\begin{aligned} d_k &> \sqrt[4]{\frac{5,76 \cdot 10^6 \times M_t}{\pi^2 \times G \times \varphi}} \quad (6.12) \\ &> \sqrt[4]{\frac{5,76 \cdot 10^6 \times 63039,44}{\pi^2 \times 80000 \times 0,25}} \\ &> 36,828 \text{ mm} \end{aligned}$$

Jadi dari analisis terhadap deformasi akibat puntiran diperoleh d_k minimal ≈ 37 mm.

c) Analisa terhadap defleksi.

Besarnya deformasi harus dibatasi untuk menghindari adanya gangguan-gangguan pada mesin. Untuk poros dengan bantalan gelinding, batas $\tan \theta \approx 0,001$. Sedangkan untuk poros dengan bantalan luncur, batas $\tan \theta \approx 0,003$.⁷

Rumus sudut defleksi (θ) untuk dua tumpuan sendi :

$$\theta_A = \frac{M_A \cdot a(3l-a) + M_1 [l^2 + bl + c(a-c)] + M_2 (b+c)(b+2c) + M_B \cdot c^2}{6 \cdot E \cdot I \cdot l} \quad (6.13)$$

$$\theta_B = -\frac{M_A \cdot a^2 + M_1 (a+b)(2a+b) + M_2 [l^2 + lb + a(c-a)] + M_B \cdot c(3l-c)}{6 \cdot E \cdot I \cdot l} \quad (6.14)$$

$$\frac{1}{\tan \theta} = \sqrt{\left(\frac{1}{\tan \theta_h}\right)^2 + \left(\frac{1}{\tan \theta_v}\right)^2} \quad (6.15)$$

Momen inersia poros :

$$I = \frac{\pi}{64} \times d_k^4 \quad (6.16)$$

Data :

$$d_k = 40 \text{ mm.}$$

$$E \text{ (modulus elastis)} = 210000 \text{ N/mm}^2$$

$$\text{Maka momen inersia (I)} = 125663,7 \text{ mm}^4$$

- 1) Menghitung sudut defleksi pada posisi 1.

Data untuk putaran posisi 1 ditunjukkan dalam Tabel 6.1.

⁶ Ibid, hal 15

⁷ Ibid, hal 16

Tabel 6.1. Data pada poros I

arah	horisontal	vertikal
M₁ (Nmm)	0	0
M_A (Nmm)	31517,399	11471,395
M₂ (Nmm)	1113,518	16616,78
M_B (Nmm)	0	0
a (mm)		40
b (mm)		155
l (mm)		155

Hasil perhitungan untuk putaran posisi 1 ditunjukkan dalam Tabel 6.2.

Tabel 6.2. Hasil perhitungan tan θ pada poros I

Bantalan	A	B
θ_h	$2,373 \times 10^{-5}$	$-3,426 \times 10^{-6}$
θ_v	$3,628 \times 10^{-5}$	$-2,121 \times 10^{-5}$
tan θ	$3,466 \times 10^{-7}$	$5,903 \times 10^{-8}$

- 2) Menghitung sudut defleksi pada posisi 2.

Data untuk putaran posisi 2 ditunjukkan dalam Tabel 6.3.

Tabel 6.3. Data pada poros I

arah	horisontal	vertikal
M₁ (Nmm)	0	0
M_A (Nmm)	31517,398	11471,4
M₂ (Nmm)	-15849,941	11689,6
M_B (Nmm)	0	0
a (mm)		115
b (mm)		40
l (mm)		115

Hasil perhitungan untuk putaran posisi 2 ditunjukkan dalam Tabel 6.4.

Tabel 6.4. Hasil perhitungan tan θ pada poros I

Bantalan	A	B
θ_h	$3,21 \times 10^{-5}$	1×10^{-5}
θ_v	$3,321 \times 10^{-5}$	-261×10^{-5}
tan θ	$4,033 \times 10^{-7}$	$1,636 \times 10^{-7}$

Karena $\tan \theta$ yang terjadi belum melampaui batas yang diijinkan, maka besarnya diameter poros I sudah memenuhi syarat untuk defleksi.

d) Analisis terhadap putaran kritis.

Angka putaran kritis adalah angka putaran yang menimbulkan resonansi. Hal ini menyebabkan mesin menjadi bergetar.

Elemen konstruksi yang terdapat pada poros I :

Roda gigi z_4 , berat $\approx 19,729$ kg.

Roda gigi z_5 , berat $\approx 3,48$ kg.

Roda gigi z_6 , berat ≈ 3 kg.

Poros I, berat $\approx 2,515$ kg.

Putaran kritis akibat gigi z_4 :

$$\text{Data : } d = 400 \text{ mm.} \quad l_2 = 225 \text{ mm.}$$

$$l_1 = 100 \text{ mm.} \quad l = 155 \text{ mm}$$

Maka :

$$\begin{aligned} N_{c1} &= 52700 \times \frac{d^2}{l_1 \cdot l_2} \times \sqrt{\frac{l}{W}} && (6.17) \\ &= 52700 \times \frac{400^2}{100 \times 225} \times \sqrt{\frac{155}{19,729}} \\ &= 1050411 \text{ rpm} \end{aligned}$$

Putaran kritis akibat gigi z_5 :

$$\text{Data : } d = 168 \text{ mm.} \quad l_2 = 115 \text{ mm.}$$

$$l_1 = 40 \text{ mm.} \quad l = 155 \text{ mm}$$

Maka $N_{c2} = 2157909$ rpm.

Putaran kritis akibat gigi z₆:

$$\begin{array}{lll} \text{Data :} & d = 156 \text{ mm.} & l_2 = 40 \text{ mm.} \\ & l_1 = 115 \text{ mm.} & l = 155 \text{ mm} \end{array}$$

Maka N_{c3} = 2003773 rpm.

Putaran kritis akibat poros I:

$$\begin{array}{lll} \text{Data :} & d = 40 \text{ mm.} & l_2 = 112,5 \text{ mm.} \\ & l_1 = 42,5 \text{ mm.} & l = 155 \text{ mm} \end{array}$$

Berat poros dihitung setengah saja, jadi W ≈ 1,257 kg.

Maka N_{c4} = 195776,3 rpm.

Jadi putaran kritis :

$$\begin{aligned} \frac{1}{N_c^2} &= \frac{1}{N_{c1}^2} + \frac{1}{N_{c2}^2} + \frac{1}{N_{c3}^2} + \frac{1}{N_{c4}^2} && (6.18) \\ \frac{1}{N_c^2} &= \frac{1}{1050411^2} + \frac{1}{2157909^2} + \frac{1}{2003773^2} + \frac{1}{195776,3^2} \\ N_c &= 190829,7 \text{ rpm} \end{aligned}$$

Putaran maksimum poros I adalah 400 rpm, sehingga memenuhi syarat untuk putaran kritis.

6.5 Perhitungan Poros II.

- a) Analisis terhadap momen yang terjadi.

Poros II merupakan poros transmisi pejal. Dari perhitungan analisis gaya, telah diketahui besarnya momen puntir dan momen lengkung maksimal di poros II, yaitu M_t = 63039,44 Nmm dan M_{bmak} = 139126,18 Nmm. Material poros II ditetapkan St 70.

Metode perhitungan sama seperti pada poros I.

Hasil perhitungan :

$$d_k \text{ sem} = 23,083 \text{ mm.}$$

$$\alpha_0 = 0,7861$$

$$M_V = 145595,39 \text{ Nmm}$$

Kehalusan permukaan poros II ditetapkan N6.

$$b_1 \approx 0,898 \text{ (Tabel P).}$$

$$b_2 \approx 0,922 \text{ (Tabel Q).}$$

$$\beta_k = 3 \text{ (ada undercut).}$$

$$\bar{\sigma}_b = 62,599 \text{ N/mm}^2$$

$$d_k = 28,11 \text{ mm.}$$

Jadi dari analisis terhadap momen yang terjadi diperoleh diameter poros II $\approx 30 \text{ mm.}$

- b) Analisis terhadap deformasi akibat puntiran.

Data : $M_t = 100863,105 \text{ Nmm.}$

$$G = 80000 \text{ N/mm}^2$$

Maka :

$$\begin{aligned} d_k &> \sqrt[4]{\frac{5,76 \cdot 10^6 \times M_t}{\pi^2 \times G \times \varphi}} \\ &> \sqrt[4]{\frac{5,76 \cdot 10^6 \times 63039,44}{\pi^2 \times 80000 \times 0,25}} \\ &> 36,827 \text{ mm} \end{aligned}$$

Jadi dari analisis terhadap deformasi akibat puntiran diperoleh d_k minimal $\approx 37 \text{ mm.}$

- c) Analisis terhadap defleksi

Poros II ditumpu oleh bantalan gelinding, sehingga batas $\tan \theta \approx 0,001$.

Data :

$$E = 210000 \text{ N/mm}^2$$

$$d_k \approx 40 \text{ mm}$$

$$\text{Maka momen inersia (I)} = 125663,7 \text{ mm}^4$$

1. Data untuk posisi 1 ditunjukkan dalam Tabel 6.5.

Tabel 6.5. Data posisi 1.

arah	horisontal	vertikal
M_A (Nmm)	0	0
M₁ (Nmm)	46819,173	-2703,4401
M₂ (Nmm)	80424,379	13739,956
M_B (Nmm)	0	0
a (mm)	40	
b (mm)	80	
c (mm)	295	
l (mm)	415	

Hasil perhitungan untuk posisi 1 ditunjukkan dalam Tabel 6.6.

Tabel 6.6. Hasil perhitungan tan θ posisi 1.

Bantalan	A	B
θ_h	4×10^{-4}	$2,776 \times 10^{-4}$
θ_v	$4,718 \times 10^{-5}$	$-4,429 \times 10^{-5}$
tan θ	$8,178 \times 10^{-7}$	$7,635 \times 10^{-7}$

2. Data untuk posisi 2 ditunjukkan dalam Tabel 6.7.

Tabel 6.7. Data posisi 2.

arah	horisontal	vertikal
M_A (Nmm)	0	0
M₁ (Nmm)	41258,577	-5162,616
M₂ (Nmm)	93252,856	21489,047
M_B (Nmm)	0	0
a (mm)	40	
b (mm)	185	
c (mm)	190	
l (mm)	415	

Hasil perhitungan untuk posisi 2 ditunjukkan dalam Tabel 6.8.

Tabel 6.8. Hasil perhitungan tan θ posisi 2.

Bantalan	A	B
θ_h	$4,391 \times 10^{-4}$	$-3,99 \times 10^{-4}$
θ_v	$5,197 \times 10^{-5}$	$-7,87 \times 10^{-5}$
tan θ	9×10^{-7}	$1,348 \times 10^{-6}$

3. Data untuk posisi 3 ditunjukkan dalam Tabel 6.9.

Tabel 6.9. Data posisi 3.

arah	horisontal	vertikal
M_A (Nmm)	0	0
M₁ (Nmm)	40476,469	-5011,996
M₂ (Nmm)	99313,397	28249,43
M_B (Nmm)	0	0
a (mm)	40	
b (mm)	225	
c (mm)	150	
l (mm)	415	

Hasil perhitungan untuk posisi 3 ditunjukkan dalam Tabel 6.10.

Tabel 6.10. Hasil perhitungan tan θ posisi 3.

Bantalan	A	B
θ_h	$4,51 \times 10^{-4}$	$-4,578 \times 10^{-4}$
θ_v	$6,56 \times 10^{-5}$	$-1,099 \times 10^{-5}$
tan θ	$1,13 \times 10^{-6}$	$1,865 \times 10^{-6}$

4. Data untuk posisi 4 ditunjukkan dalam Tabel 6.11.

Tabel 6.11. Data posisi 4.

arah	horisontal	vertikal
M_A (Nmm)	0	0
M₁ (Nmm)	31630,065	-8231,823
M₂ (Nmm)	44941,399	13988,024
M_B (Nmm)	0	0
a (mm)	40	
b (mm)	330	
c (mm)	45	
l (mm)	415	

Hasil perhitungan untuk posisi 4 ditunjukkan dalam Tabel 6.12.

Tabel 6.12. Hasil perhitungan tan θ posisi 4.

Bantalan	A	B
θ_h	$2,564 \times 10^{-4}$	$-2,846 \times 10^{-4}$
θ_v	$-5,176 \times 10^{-6}$	$-4,685 \times 10^{-5}$
tan θ	$9,032 \times 10^{-8}$	$8,069 \times 10^{-7}$

5. Data untuk posisi 5 ditunjukkan dalam Tabel 6.13.

Tabel 6.13. Data posisi 5.

arah	horisontal	vertikal
M_A (Nmm)	0	0
M₁ (Nmm)	133245,475	-407,541
M₂ (Nmm)	134998,064	1045,431
M_B (Nmm)	0	0
a (mm)	115	
b (mm)	5	
c (mm)	295	
l (mm)	415	

Hasil perhitungan untuk posisi 5 ditunjukkan dalam Tabel 6.14.

Tabel 6.14. Hasil perhitungan tan θ posisi 5.

Bantalan	A	B
θ_h	$6,125 \times 10^{-4}$	$-4,578 \times 10^{-4}$
θ_v	$2,088 \times 10^{-6}$	$-2,93 \times 10^{-6}$
tan θ	$3,64 \times 10^{-8}$	$5,109 \times 10^{-8}$

6. Data untuk posisi 6 ditunjukkan dalam Tabel 6.15.

Tabel 6.15. Data posisi 6.

arah	horisontal	vertikal
M_A (Nmm)	0	0
M_1 (Nmm)	114594,307	-8656,028
M_2 (Nmm)	135311,026	15419,5098
M_B (Nmm)	0	0
a (mm)		115
b (mm)		110
c (mm)		190
l (mm)		415

Hasil perhitungan untuk posisi 6 ditunjukkan dalam Tabel 6.16.

Tabel 6.16. Hasil perhitungan $\tan \theta$ posisi 6.

Bantalan	A	B
θ_h	$6,578 \times 10^{-4}$	$-5,998 \times 10^{-4}$
θ_v	$7,67 \times 10^{-6}$	$-4,307 \times 10^{-5}$
$\tan \theta$	$1,338 \times 10^{-7}$	$7,498 \times 10^{-7}$

7. Data untuk posisi 7 ditunjukkan dalam Tabel 6.17.

Tabel 6.17. Data posisi 7.

arah	horisontal	vertikal
M_A (Nmm)	0	0
M_1 (Nmm)	111970,987	-8150,821
M_2 (Nmm)	136799,336	25338,423
M_B (Nmm)	0	0
a (mm)		115
b (mm)		150
c (mm)		150
l (mm)		415

Hasil perhitungan untuk posisi 7 ditunjukkan dalam Tabel 6.18.

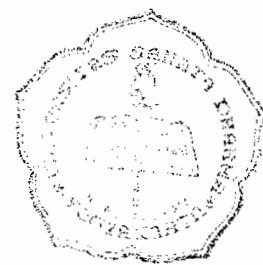
Tabel 6.18. Hasil perhitungan $\tan \theta$ posisi 7.

Bantalan	A	B
θ_h	$6,716 \times 10^{-4}$	$6,681 \times 10^{-4}$
θ_v	$2,362 \times 10^{-5}$	$-7,947 \times 10^{-5}$
$\tan \theta$	$4,12 \times 10^{-7}$	$1,377 \times 10^{-6}$

8. Data untuk posisi 8 ditunjukkan dalam Tabel 6.19.

Tabel 6.19. Data posisi 8.

arah	horisontal	vertikal
M_A (Nmm)	0	0
M_1 (Nmm)	82298,676	-18950,6595
M_2 (Nmm)	58711,744	14033,588
M_B (Nmm)	0	0
a (mm)		115
b (mm)		255
c (mm)		45
l (mm)		415



Hasil perhitungan untuk posisi 8 ditunjukkan dalam Tabel 6.20.

Tabel 6.20. Hasil perhitungan $\tan \theta$ posisi 8.

Bantalan	A	B
θ_h	$4,447 \times 10^{-4}$	$-4,66 \times 10^{-4}$
θ_v	$-5,899 \times 10^{-5}$	$-5,91 \times 10^{-6}$
$\tan \theta$	$1,02 \times 10^{-6}$	$1,03 \times 10^{-7}$

Karena $\tan \theta$ yang terjadi belum melampaui batas yang diijinkan, maka besarnya diameter poros II sudah memenuhi syarat untuk defleksi.

d) Analisis terhadap putaran kritis.

Metode perhitungan sama dengan pada poros I.

Hasil perhitungan ditunjukkan dalam Tabel 6.21.

Tabel 6.21. Hasil perhitungan putaran kritis pada poros II.

Elemen	d_s (mm)	W(kg)	l_1 (mm)	l_2 (mm)	l(mm)	N_c (rpm)
Roda gigi z ₇	144	2,557	40	375	415	928135
Roda gigi z ₈	156	4,501	120	295	415	347869
Roda gigi z ₉	140	3,625	225	190	415	258515
Roda gigi z ₁₀	117	2,532	265	150	415	232350
Roda gigi z ₁₁	104	2	370	45	415	493075
Poros	40	4,094	208	208	415	27884,9

Jadi putaran kritis pada poros II = 27388,7 rpm.

Putaran maksimum poros II adalah 466,67 rpm, sehingga memenuhi syarat untuk putaran kritis.

6.6 Perhitungan Poros III.

- a) Analisis terhadap momen yang terjadi.

Poros III merupakan poros transmisi pejal. Dari perhitungan analisis gaya, telah diketahui besarnya momen puntir dan momen lengkung maksimal di poros III, yaitu $M_t = 126078,88 \text{ Nmm}$ dan $M_{b\text{maks}} = 147575,59 \text{ Nmm}$. Material poros III ditetapkan St 70.

Metode perhitungan sama seperti pada poros I.

Hasil perhitungan :

$$d_{k\text{ sem}} = 29,083 \text{ mm.}$$

$$\alpha_0 = 0,7861$$

$$M_V = 170722,727 \text{ Nmm}$$

Kehalusan permukaan poros III ditetapkan N6.

$$b_1 \approx 0,898 \text{ (Tabel P).}$$

$$b_2 \approx 0,8915 \text{ (Tabel Q).}$$

$$\beta_k = 3 \text{ (ada undercut).}$$

$$\bar{\sigma}_b = 60,492 \text{ N/mm}^2$$

$$d_k = 29,003 \text{ mm.}$$

Jadi dari analisis terhadap momen yang terjadi diperoleh diameter poros III $\approx 30 \text{ mm.}$

- b) Analisis terhadap deformasi akibat puntiran.

Data : $M_t = 126078,88 \text{ Nmm.}$

$$G = 80000 \text{ N/mm}^2$$

Maka :

$$\begin{aligned} d_k &> \sqrt[4]{\frac{5,76 \cdot 10^6 \times M_t}{\pi^2 \times G \times \varphi}} \\ &> \sqrt[4]{\frac{5,76 \cdot 10^6 \times 126078,88}{\pi^2 \times 80000 \times 0,25}} \\ &> 43,796 \text{ mm} \end{aligned}$$

Jadi dari analisis terhadap deformasi akibat puntiran diperoleh d_k minimal $\approx 44 \text{ mm}$.

c) Analisis terhadap defleksi

Poros III ditumpu oleh bantalan gelinding, sehingga batas $\tan \theta \approx 0,001$.

Data :

$$E = 210000 \text{ N/mm}^2$$

$$d_k \approx 45 \text{ mm.}$$

Maka momen inersia (I) = $201288,96 \text{ mm}^4$

1. Data untuk posisi 1 ditunjukkan dalam Tabel 6.22.

Tabel 6.22. Data posisi 1.

arah	horisontal	vertikal
$M_A (\text{Nmm})$	0	0
$M_1 (\text{Nmm})$	-53106,24	-37817,786
$M_2 (\text{Nmm})$	73021,0795	-45066,195
$M_B (\text{Nmm})$	0	0
$a (\text{mm})$	120	
$b (\text{mm})$	345	
$c (\text{mm})$	165	
$l (\text{mm})$	630	

Hasil perhitungan untuk posisi 1 ditunjukkan dalam Tabel 6.23.

Tabel 6.23. Hasil perhitungan $\tan \theta$ posisi 1.

Bantalan	A	B
θ_h	$-4,436 \times 10^{-5}$	$-1,928 \times 10^{-4}$
θ_v	$-2,407 \times 10^{-4}$	$2,391 \times 10^{-4}$
$\tan \theta$	$7,615 \times 10^{-5}$	$2,619 \times 10^{-6}$

2. Data untuk posisi 2 ditunjukkan dalam Tabel 6.24.

Tabel 6.24. Data posisi 2.

arah	horisontal	vertikal
M_A (Nmm)	0	0
M_1 (Nmm)	-66498,248	-33407,21
M_2 (Nmm)	51605,411	-26085,822
M_B (Nmm)	0	0
a (mm)	120	
b (mm)	465	
c (mm)	45	
l (mm)	630	

Hasil perhitungan untuk posisi 2 ditunjukkan dalam Tabel 6.25.

Tabel 6.25. Hasil perhitungan $\tan \theta$ posisi 2.

Bantalan	A	B
θ_h	$-1,971 \times 10^{-4}$	$-4,825 \times 10^{-5}$
θ_v	$-1,911 \times 10^{-4}$	$1,973 \times 10^{-4}$
$\tan \theta$	$2,395 \times 10^{-6}$	$8,18 \times 10^{-7}$

3. Data untuk posisi 3 ditunjukkan dalam Tabel 6.26.

Tabel 6.26. Data posisi 3.

arah	horisontal	vertikal
M_A (Nmm)	0	0
M_1 (Nmm)	-70722,420	-65062,745
M_2 (Nmm)	69959,637	-62457,285
M_B (Nmm)	0	0
a (mm)	225	
b (mm)	240	
c (mm)	165	
l (mm)	630	

Hasil perhitungan untuk posisi 3 ditunjukkan dalam Tabel 6.27.

Tabel 6.27. Hasil perhitungan $\tan \theta$ posisi 3.

Bantalan	A	B
θ_h	$-1,459 \times 10^{-4}$	$-9,206 \times 10^{-5}$
θ_v	$-3,175 \times 10^{-4}$	$3,396 \times 10^{-4}$
$\tan \theta$	$2,314 \times 10^{-6}$	$1,55 \times 10^{-6}$

4. Data untuk posisi 4 ditunjukkan dalam Tabel 6.28.

Tabel 6.28. Data posisi 4.

arah	horisontal	vertikal
M_A (Nmm)	0	0
M_1 (Nmm)	-102109,94	-54725,457
M_2 (Nmm)	58693,115	-34277,607
M_B (Nmm)	0	0
a (mm)		225
b (mm)		360
c (mm)		45
l (mm)		630

Hasil perhitungan untuk posisi 4 ditunjukkan dalam Tabel 6.29.

Tabel 6.29. Hasil perhitungan $\tan \theta$ posisi 4.

Bantalan	A	B
θ_h	$-3,368 \times 10^{-4}$	$8,859 \times 10^{-5}$
θ_v	$-2,555 \times 10^{-4}$	$2,874 \times 10^{-4}$
$\tan \theta$	$3,553 \times 10^{-6}$	$1,477 \times 10^{-6}$

5. Data untuk posisi 5 ditunjukkan dalam Tabel 6.30.

Tabel 6.30. Data posisi 5.

arah	horisontal	vertikal
M_A (Nmm)	0	0
M_1 (Nmm)	-71952,113	-94237,098
M_2 (Nmm)	89247,986	-86922,546
M_B (Nmm)	0	0
a (mm)		265
b (mm)		200
c (mm)		165
l (mm)		630

Hasil perhitungan untuk posisi 5 ditunjukkan dalam Tabel 6.31.

Tabel 6.31. Hasil perhitungan $\tan \theta$ posisi 5.

Bantalan	A	B
θ_h	$-1,348 \times 10^{-4}$	$-1,244 \times 10^{-4}$
θ_v	$-4,233 \times 10^{-4}$	$4,702 \times 10^{-4}$
$\tan \theta$	$2,242 \times 10^{-6}$	$2,099 \times 10^{-6}$

6. Data untuk posisi 6 ditunjukkan dalam Tabel 6.32.

Tabel 6.32. Data posisi 6.

arah	horisontal	vertikal
M_A (Nmm)	0	0
M_1 (Nmm)	-121242,14	-78003,727
M_2 (Nmm)	77157,979	-46697,884
M_B (Nmm)	0	0
a (mm)	265	
b (mm)	320	
c (mm)	45	
l (mm)	630	

Hasil perhitungan untuk posisi 6 ditunjukkan dalam Tabel 6.33.

Tabel 6.33. Hasil perhitungan $\tan \theta$ posisi 6.

Bantalan	A	B
θ_h	$-3,894 \times 10^{-4}$	$1,165 \times 10^{-4}$
θ_v	$-3,407 \times 10^{-4}$	$4,01 \times 10^{-4}$
$\tan \theta$	$4,475 \times 10^{-6}$	$1,952 \times 10^{-6}$

7. Data untuk posisi 7 ditunjukkan dalam Tabel 6.34.

Tabel 6.34. Data posisi 7.

arah	horisontal	vertikal
M_A (Nmm)	0	0
M_1 (Nmm)	-28477,259	-124378,5
M_2 (Nmm)	79370,739	-114398,8
M_B (Nmm)	0	0
a (mm)	370	
b (mm)	95	
c (mm)	165	
l (mm)	630	

Hasil perhitungan untuk posisi 7 ditunjukkan dalam Tabel 6.35.

Tabel 6.35. Hasil perhitungan $\tan \theta$ posisi 7.

Bantalan	A	B
θ_h	$-3,254 \times 10^{-5}$	$-1,2 \times 10^{-4}$
θ_v	$-4,6 \times 10^{-4}$	$5,749 \times 10^{-4}$
$\tan \theta$	$5,66 \times 10^{-7}$	$2,05 \times 10^{-6}$

8. Data untuk posisi 8 ditunjukkan dalam Tabel 6.36.

Tabel 6.36. Data posisi 8.

arah	horisontal	vertikal
M_A (Nmm)	0	0
M_1 (Nmm)	-111061,31	-97179,942
M_2 (Nmm)	85027,708	-58789,756
M_B (Nmm)	0	0
a (mm)		370
b (mm)		215
c (mm)		45
l (mm)		630

Hasil perhitungan untuk posisi 8 ditunjukkan dalam Tabel 6.37.

Tabel 6.37. Hasil perhitungan $\tan \theta$ posisi 8.

Bantalan	A	B
θ_h	$-3,38 \times 10^{-4}$	$1,69 \times 10^{-4}$
θ_v	$-3,618 \times 10^{-4}$	$4,914 \times 10^{-4}$
$\tan \theta$	$4,311 \times 10^{-6}$	$2,789 \times 10^{-6}$

Karena $\tan \theta$ yang terjadi belum melampaui batas yang diijinkan, maka besarnya diameter poros III sudah memenuhi syarat untuk defleksi.

d) Analisis terhadap putaran kritis.

Metode perhitungan sama dengan pada poros I.

Hasil perhitungan ditunjukkan dalam Tabel 6.38.

Tabel 6.38. Hasil perhitungan putaran kritis pada poros III.

Elemen	$d_s(\text{mm})$	$W(\text{kg})$	$l_1(\text{mm})$	$l_2(\text{mm})$	$l(\text{mm})$	$N_c(\text{rpm})$
Roda gigi z_{12}	156	4,501	120	510	630	247921,203
Roda gigi z_{13}	174,77	5,649	225	405	630	186539,903
Roda gigi z_{14}	195	7,033	265	365	630	196081,385
Roda gigi z_{15}	208	8,002	370	260	630	210294,908
Roda gigi z_{16}	156	5,251	465	165	630	183085,858
Roda gigi z_{17}	90	1,748	585	45	630	307851,468
Poros	45	7,865	315	315	630	13612,48

Jadi putaran kritis pada poros III = 13446,5476 rpm.

Putaran maksimum poros III adalah 466,67 rpm, sehingga memenuhi syarat untuk putaran kritis.

6.7 Perhitungan Poros IV.

- a) Analisis terhadap momen yang terjadi.

Poros IV merupakan poros transmisi pejal. Dari perhitungan analisis gaya, telah diketahui besarnya momen puntir dan momen lengkung maksimal di poros IV, yaitu $M_t = 315197,2 \text{ Nmm}$ dan $M_{b\text{mak}} = 128240,31 \text{ Nmm}$. Material poros IV ditetapkan St 70.

Metode perhitungan sama seperti pada poros I.

Hasil perhitungan :

$$d_{k\text{ sem}} = 39,472 \text{ mm.}$$

$$\alpha_0 = 0,768$$

$$M_V = 249987,326 \text{ Nmm}$$

Kehalusan permukaan poros IV ditetapkan N6.

$$b_1 \approx 0,898 \text{ (Tabel P).}$$

$$b_2 \approx 0,844 \text{ (Tabel Q).}$$

$$\beta_k = 3 \text{ (ada undercut).}$$

$$\bar{\sigma}_b = 57,2885 \text{ N/mm}^2$$

$$d_k = 28,183 \text{ mm.}$$

Jadi dari analisis terhadap momen yang terjadi diperoleh diameter poros IV $\approx 29 \text{ mm.}$

- b) Analisis terhadap deformasi akibat puntiran.

Data : $M_t = 315197,2 \text{ Nmm.}$

$$G = 80000 \text{ N/mm}^2$$

Maka :

$$\begin{aligned} d_k &> \sqrt[4]{\frac{5,76 \cdot 10^6 \times M_t}{\pi^2 \times G \times \varphi}} \\ &> \sqrt[4]{\frac{5,76 \cdot 10^6 \times 315197,2}{\pi^2 \times 80000 \times 0,25}} \\ &> 55,07 \text{ mm} \end{aligned}$$

Jadi dari analisis terhadap deformasi akibat puntiran diperoleh d_k minimal $\approx 56 \text{ mm.}$

- e) Analisis terhadap defleksi

Poros IV ditumpu oleh bantalan gelinding, sehingga batas $\tan \theta \approx 0,001$.

Data :

$$E = 210000 \text{ N/mm}^2$$

$$d_k \approx 60 \text{ mm.}$$

$$\text{Maka momen inersia (I)} = 636175,512 \text{ mm}^4$$

1. Data untuk posisi 1 ditunjukkan dalam Tabel 6.39.

Tabel 6.39. Data posisi 1.

arah	horisontal	vertikal
M_A (Nmm)	0	0
M_1 (Nmm)	-82057,133	0
M_2 (Nmm)	-82057,133	0
M_B (Nmm)	0	0
a (mm)		30
b (mm)		165
c (mm)		0
l (mm)		195

Hasil perhitungan untuk posisi 1 ditunjukkan dalam Tabel 6.40.

Tabel 6.40. Hasil perhitungan $\tan \theta$ posisi 1.

Bantalan	A	B
θ_h	$-3,685 \times 10^{-5}$	$2,3 \times 10^{-5}$
θ_v	0	0
$\tan \theta$	$-6,432 \times 10^{-7}$	4×10^{-7}

2. Data untuk posisi 2 ditunjukkan dalam Tabel 6.41.

Tabel 6.41. Data posisi 2.

arah	horisontal	vertikal
M_A (Nmm)	0	0
M_1 (Nmm)	-121966,738	-29525
M_2 (Nmm)	-124950,634	28860,3
M_B (Nmm)	0	0
a (mm)		30
b (mm)		120
c (mm)		45
l (mm)		195

Hasil perhitungan untuk posisi 2 ditunjukkan dalam Tabel 6.42.

Tabel 6.42. Hasil perhitungan $\tan \theta$ posisi 2.

Bantalan	A	B
θ_h	$-7,51 \times 10^{-5}$	$7,05 \times 10^{-5}$
θ_v	$-5,077 \times 10^{-6}$	$-6,324 \times 10^{-6}$
$\tan \theta$	$8,84 \times 10^{-8}$	$1,099 \times 10^{-7}$

Karena $\tan \theta$ yang terjadi belum melampaui batas yang diijinkan, maka besarnya diameter poros IV sudah memenuhi syarat untuk defleksi.

- f) Analisis terhadap putaran kritis.

Metode perhitungan sama dengan pada poros I.

Hasil perhitungan ditunjukkan dalam Tabel 6.43.

Tabel 6.43. Hasil perhitungan putaran kritis pada poros IV.

Elemen	$d_s(\text{mm})$	$W(\text{kg})$	$l_1(\text{mm})$	$l_2(\text{mm})$	$l(\text{mm})$	$N_c(\text{rpm})$
Roda gigi z_{18}	156	5,251	30	165	195	1578823,3
Roda gigi z_{19}	222,19	10,653	150	45	195	1649037,2
Poros	60	4,328	97,5	97,5	195	189447,06

Jadi putaran kritis pada poros IV = 186885,915 rpm.

Putaran maksimum poros IV adalah 466,67 rpm, sehingga memenuhi syarat untuk putaran kritis.

6.8 Perhitungan Poros V.

- a) Analisis terhadap momen yang terjadi.

Poros V merupakan poros transmisi pejal. Dari perhitungan analisis gaya, telah diketahui besarnya momen puntir dan momen lengkung maksimal di poros V, yaitu $M_t = 315197,2 \text{ Nmm}$ dan $M_{b\text{mak}} = 109154 \text{ Nmm}$. Material poros V ditetapkan St 70.

Metode perhitungan sama seperti pada poros I.

Hasil perhitungan :

$$d_{k\text{ sem}} = 39,472 \text{ mm.}$$

$$\alpha_0 = 0,7861$$

$$M_V = 240754,5 \text{ Nmm}$$

Kehalusan permukaan poros V ditetapkan N6.

$b_1 \approx 0,898$ (Tabel P).

$b_2 \approx 0,844$ (Tabel Q).

$\beta_k = 3$ (ada undercut).

$$\bar{\sigma}_b = 57,2885 \text{ N/mm}^2$$

$$d_k = 26,709 \text{ mm.}$$

Jadi dari analisis terhadap momen yang terjadi diperoleh diameter poros

$$V \approx 27 \text{ mm.}$$

- b) Analisis terhadap deformasi akibat puntiran.

Data : $M_t = 315197,2 \text{ Nmm}$.

$$G = 80000 \text{ N/mm}^2$$

Maka :

$$\begin{aligned} d_k &> \sqrt[4]{\frac{5,76 \cdot 10^6 \times M_t}{\pi^2 \times G \times \varphi}} \\ &> \sqrt[4]{\frac{5,76 \cdot 10^6 \times 315197,2}{\pi^2 \times 80000 \times 0,25}} \\ &> 55,07 \text{ mm} \end{aligned}$$

Jadi dari analisis terhadap deformasi akibat puntiran diperoleh d_k

minimal $\approx 56 \text{ mm.}$

- g) Analisis terhadap defleksi

Poros V ditumpu oleh bantalan gelinding, sehingga batas $\tan \theta \approx 0,001$.

Data :

$$E = 210000 \text{ N/mm}^2$$

$$d_k \approx 60 \text{ mm.}$$

Maka momen inersia (I) = $636172,51 \text{ mm}^4$

1. Data untuk posisi 1 ditunjukkan dalam Tabel 6.44.

Tabel 6.44. Data posisi 1.

arah	horisontal	vertikal
M_A (Nmm)	0	0
M_I (Nmm)	102571,416	37332,942
M_B (Nmm)	0	0
a (mm)		30
b (mm)		165
l (mm)		195

Hasil perhitungan untuk posisi 1 ditunjukkan dalam Tabel 6.45.

Tabel 6.45. Hasil perhitungan tan θ posisi 1.

Bantalan	A	B
θ_h	$4,6 \times 10^{-5}$	$-2,879 \times 10^{-5}$
θ_v	$1,677 \times 10^{-5}$	$-1,048 \times 10^{-5}$
$\tan \theta$	$8,04 \times 10^{-7}$	$-5,025 \times 10^{-7}$

Karena tan θ yang terjadi belum melampaui batas yang diijinkan, maka besarnya diameter poros V sudah memenuhi syarat untuk defleksi.

- h) Analisis terhadap putaran kritis.

Metode perhitungan sama dengan pada poros I.

Hasil perhitungan ditunjukkan dalam Tabel 6.46.

Tabel 6.46. Hasil perhitungan putaran kritis pada poros V.

Elemen	d _s (mm)	W(kg)	l ₁ (mm)	l ₂ (mm)	l(mm)	N _c (rpm)
Roda gigi z ₂₀	156	5,25	30	165	195	1578823,3
Poros	60	4,328	97,5	97,5	195	189447,057

Jadi putaran kritis pada poros V = 188097,76 rpm.

Putaran maksimum poros V adalah 188,67 rpm, sehingga memenuhi syarat untuk putaran kritis.

BAB VII

SAMBUNGAN PADA POROS

7.1 Sambungan Pada Poros.

Poros dan elemen transmisi (roda gigi dan puli sabuk) pada umumnya merupakan elemen yang terpisah satu dengan yang lainnya. Mereka harus dirakit menjadi satu dengan macam-macam prinsip sambungan. Jenis sambungan antara poros dan elemen transmisi pada *feed gearbox* ini ada dua macam, yaitu sambungan pasak dan poros bintang.

7.1.1 Pasak.

Yang paling sering dipergunakan dalam konstruksi adalah sambungan pasak. Jenis sambungan ini murah, karena mudah dalam pengrajaan dan pemasangan. Untuk melepas kembali sambungan ini juga mudah. Namun pasak bersifat peka terhadap momen puntir dengan arah yang berganti-ganti.⁸

1. Perhitungan pasak pada poros II.

Pasak digunakan untuk menghubungkan poros II dengan roda gigi z_7 dan roda gigi z_8 .

Data :

$$d \text{ poros II} = 46 \text{ mm.} \quad \text{panjang pasak (L)} \approx 20 \text{ mm.}$$

$$M_t = 63039,44069 \text{ Nmm.}$$

Maka dari Tabel R diperoleh tinggi pasak (h) = 9 mm.

⁸ Ibid, hal 25

Jadi :

$$\begin{aligned}
 p &\approx \frac{4 \cdot M_t}{d \cdot h \cdot L} & (7.1) \\
 &\approx \frac{4 \times 63039,44}{46 \times 9 \times 20} \\
 &\approx 30,454 \text{ N/mm}^2
 \end{aligned}$$

Material pasak ditetapkan St 50 (baja tidak dikeraskan). Dari Tabel S diperoleh harga tekanan permukaan ijin (\bar{p}) = 70 N/mm²

Pasak digunakan untuk menghubungkan poros II dengan roda gigi z_9 , roda gigi z_{10} , dan roda gigi z_{11} .

Data :

$$d \text{ poros II} = 46 \text{ mm.} \quad \text{panjang pasak (L)} \approx 35 \text{ mm.}$$

$$M_t = 63039,44069 \text{ Nmm.}$$

Maka dari Tabel R diperoleh tinggi pasak (h) = 9 mm.

$$\begin{aligned}
 p &\approx \frac{4 \cdot M_t}{d \cdot h \cdot L} & (7.1) \\
 &\approx 17,4 \text{ N/mm}^2
 \end{aligned}$$

Material pasak ditetapkan St 50 (baja tidak dikeraskan). Dari Tabel S diperoleh harga tekanan permukaan ijin (\bar{p}) = 70 N/mm²

2. Perhitungan pasak pada poros IV.

Pasak digunakan untuk menghubungkan poros IV dengan roda gigi z_{18} dan roda gigi z_{19} .

Data :

$$d \text{ poros IV} = 60 \text{ mm.} \quad \text{panjang pasak (L)} \approx 35 \text{ mm.}$$

$$M_t = 315197,2 \text{ Nmm.}$$

Maka dari Tabel R diperoleh tinggi pasak (h) = 11 mm.

$$p \approx \frac{4 \cdot M_t}{d \cdot h \cdot L} \quad (7.1)$$

$$\approx 54,579 \text{ N/mm}^2$$

Material pasak ditetapkan St 50 (baja tidak dikeraskan). Dari Tabel S diperoleh harga tekanan permukaan ijin (\bar{p}) = 70 N/mm²

3. Perhitungan pasak pada poros V.

Pasak digunakan untuk menghubungkan poros V dengan roda gigi z₂₀.

Data :

$$d \text{ poros I} = 60 \text{ mm.} \quad \text{panjang pasak (L)} \approx 32 \text{ mm.}$$

$$M_t = 315197,2 \text{ Nmm.}$$

Maka dari Tabel R diperoleh tinggi pasak (h) = 11 mm.

$$p \approx \frac{4 \cdot M_t}{d \cdot h \cdot L}$$

$$\approx 39,696 \text{ N/mm}^2$$

Material pasak ditetapkan St 50 (baja tidak dikeraskan). Dari Tabel S diperoleh harga tekanan permukaan ijin (\bar{p}) = 70 N/mm²

7.1.2 Poros Bintang.

Poros bintang selain dipakai untuk sambungan mati, juga dipakai untuk sambungan bagian-bagian mesin yang dapat bergerak memanjang (dengan arah aksial), misalnya poros dengan roda gigi geser. Pada sambungan poros bintang, gaya terbagi merata di seluruh keliling poros sehingga lebih tahan aus, karena lebih banyak bidang yang membawa beban. Selain itu sambungan poros bintang bisa mentransmisikan momen puntir yang besar dengan arah yang berganti-ganti.

Perhitungan poros bintang.

Poros yang merupakan poros bintang adalah poros I, dan III.

1. Perhitungan poros bintang pada poros I.

Pada poros I poros bintang terdapat di sebelah kiri dan kanan bantalan A

Perhitungan untuk poros bintang sebelah kiri.

Data : $M_t = 63039,44 \text{ Nmm}$. $L = 20 \text{ mm}$.

$$d_k \approx 40 \text{ mm.}$$

Diameter dalam (d_1) ditetapkan = 42 mm dan beban ringan, maka dari

Tabel T diperoleh diameter luar (d_2) = 46 mm dan jumlah bintang (n) = 8.

Maka tekanan permukaan (p) yang terjadi:

$$\begin{aligned} p &= \frac{8M_t}{0,75 \cdot (d_2^2 - d_1^2) \cdot L \cdot n} & (7.2) \\ &= \frac{8 \times 50431,553}{0,75 \times (46^2 - 42^2) \times 20 \times 8} \\ &= 11,939 \text{ N/mm}^2 \end{aligned}$$

Material poros I adalah St 70, tidak dikeraskan. Dari Tabel S diperoleh harga $\bar{p} = 70 \text{ N/mm}^2$. Jadi p yang terjadi masih di bawah \bar{p} .

2. Perhitungan poros bintang pada poros I sebelah kanan, dan III ditunjukkan dalam Tabel 7.1 dan Tabel 7.2.

Tabel 7.1. Hasil perhitungan p poros bintang.

poros	M_t (Nmm)	Tabel 34			L (mm)	p (N/mm 2)
		d_1 (mm)	d_2 (mm)	n		
I kanan	63039,44	46	50	8	35	6,253
III	126078,9	46	50	8	35	12,507

Dari Tabel S diperoleh harga \bar{p} .

Tabel 7.2. Material poros bintang.

poros	Material	Dikeraskan	\bar{p} (N/mm 2)	$p \leq \bar{p}$
I	St 70	tidak	70	memenuhi
III	St 70	tidak	70	memenuhi

BAB VIII

PERHITUNGAN BANTALAN

8.1 Perhitungan Bantalan Gelinding.

Dalam memilih bantalan gelinding, bantalan bola alur dalam harus diutamakan terlebih dahulu, karena :⁹

- a. kepresisian putarannya cukup tinggi.
- b. harganya murah.
- c. memerlukan sedikit tempat.

Apabila bantalan bola alur dalam tidak sesuai dengan kebutuhan, maka dipilih jenis bantalan gelinding lain yang sesuai dengan tuntutan kebutuhan.

1) Perhitungan bantalan pada poros I.

Rumus :

$$C = P \times q \sqrt{\frac{L_h \cdot n \cdot 60}{10^6}} \quad (8.1)$$

Dimana : C = batas beban nominal dinamik (kN).

P = beban ekivalen dinamik (kN).

L_h = umur pakai nominal (jam).

Untuk mesin perkakas, L_h diambil 25000 jam (Tabel U).

n = angka putaran (rpm).

q = faktor bantalan, q = 3 (bantalan bola) dan q = 10/3 (bantalan rol dan jarum).

⁹ B. Sudibyo, Ing. HTL, *Bantalan Gelinding*, Akademi Teknik Mesin Industri, Surakarta, hal. 19

Data : $R_A = 1075,361 \text{ N}$.

$R_B = 492,359 \text{ N}$.

$n = 12,5 \text{ rpm}$.

a) Bantalan A.

Menghitung beban ekivalen dinamik (P).

$$P = x \cdot F_r + y \cdot F_a \quad (8.2)$$

Dimana : $F_r = \text{beban radial (kN)}$.

$F_a = \text{beban aksial (kN)}$.

$x = \text{faktor radial dinamik}$.

$y = \text{faktor aksial dinamik}$.

Gaya reaksi R_A merupakan gaya radial, sehingga $F_r = R_A$. Sedangkan $F_a = 0$. Bantalan A ditentukan berupa bantalan bola alur dalam baris tunggal. Dari Tabel V diperoleh harga $x = 1$, dan $y = 0$.

Maka :

$$\begin{aligned} P &= x \cdot F_r + y \cdot F_a \\ &= 1 \times 1,075 + 0 \times 0 \\ &= 1,075 \text{ kN} \end{aligned}$$

Menghitung beban nominal dinamik (C).

$$\begin{aligned} C &= P \times \sqrt[3]{\frac{L_h \cdot n \cdot 60}{10^6}} \\ &= 1,075 \times \sqrt[3]{\frac{25000 \times 12,5 \times 60}{10^6}} \\ &= 2,857 \text{ kN} \end{aligned}$$

Mencari bantalan A.

Data : $d_I = 40 \text{ mm}$.

$$C = 2,857 \text{ kN}$$

Bantalan bola alur dalam baris tunggal.

Dari Tabel W diperoleh bantalan 6008 dengan harga $C = 13,4 \text{ kN}$.

b) Bantalan B.

Metode perhitungan sama seperti pada bantalan A.

Bantalan B merupakan bantalan bola alur dalam baris tunggal. Maka diperoleh $C = 1,308 \text{ kN}$. d_B ditetapkan sebesar 45 mm. Dari Tabel W diperoleh bantalan 6009 dengan harga $C = 15,6 \text{ kN}$.

2) Perhitungan bantalan pada poros II.

Data : $R_A = 1172,429 \text{ N}$.

$R_B = 1341,459 \text{ N}$.

$n = 12,5 \text{ rpm}$.

Metode perhitungan sama seperti pada poros I.

Hasil perhitungan bantalan pada poros II ditunjukkan dalam Tabel 8.1.

Tabel 8.1. Hasil perhitungan bantalan gelinding poros II.

tumpuan	Bantalan	q	C (kN)	d (mm)	Tabel 38 tipe	C
A	bola alur dalam baris tunggal	3	3,115	40	6008	13,4
B	bola alur dalam baris tunggal	3	3,564	40	6008	13,4

3) Perhitungan bantalan pada poros III.

Data : $R_A = 620,151 \text{ N}$.

$R_B = 2297,1745 \text{ N}$.

$n = 7,5 \text{ rpm}$.

Metode perhitungan sama seperti pada poros I.

Hasil perhitungan bantalan pada poros III ditunjukkan dalam Tabel 8.2.

Tabel 8.2. Hasil perhitungan bantalan gelinding poros III.

tumpuan	Bantalan	q	C (kN)	d (mm)	Tabel 38	
					tipe	C
A	bola alur dalam baris tunggal	3	1,389	45	6009	15,6
B	bola alur dalam baris tunggal	3	1,5,147	45	6009	15,6

4) Perhitungan bantalan pada poros IV.

Data : $R_A = 4182,979$ N.

$$n = 2,5 \text{ rpm.}$$

Metode perhitungan sama seperti pada poros I.

Hasil perhitungan bantalan pada poros IV ditunjukkan dalam Tabel 8.3.

Tabel 8.3. Hasil perhitungan bantalan gelinding poros IV.

tumpuan	Bantalan	q	C (kN)	d (mm)	Tabel 38	
					tipe	C
A	bola alur dalam baris tunggal	3	6,499	60	6012	21,6

5) Perhitungan bantalan pada poros V.

Data : $R_A = 3638,474$ N.

$$n = 2,5 \text{ rpm.}$$

Metode perhitungan sama seperti pada poros I.

Hasil perhitungan bantalan pada poros V ditunjukkan dalam Tabel 8.4.

Tabel 8.4. Hasil perhitungan bantalan gelinding poros V.

tumpuan	Bantalan	q	C (kN)	d (mm)	Tabel 38	
					tipe	C
A	bola alur dalam baris tunggal	3	5,653	60	6012	21,6

8.2 Perhitungan Bantalan Luncur.

1) Perhitungan bantalan luncur untuk poros IV.

Data : $W_o = 290,498 \text{ kg}$.

$n = 2,5 \text{ rpm}$.

f_c (faktor koreksi) = 1

$d_B = 60 \text{ mm}$.

Maka beban rencana (W) :

$$\begin{aligned} W &= W_o \cdot f_c \\ &= 290,498 \times 1 \\ &= 290,498 \text{ kg} \end{aligned} \quad (8.3)$$

a) Menentukan panjang bantalan.

Bahan bantalan adalah perunggu. Dari Tabel X diambil tekanan permukaan yang diijinkan (p_a) $\approx 2,0 \text{ kg/mm}^2$ dan untuk poros transmisi diambil harga (p_v)_a $\approx 0,2 \text{ kgm/mm}^2\text{s}$.

Bahan poros IV adalah St 70 dengan tegangan lengkung yang diijinkan ($\bar{\sigma}_b$) = $5,84 \text{ kg/mm}^2$.

Maka panjang bantalan (l) :

$$\begin{aligned} l &\leq \frac{\pi}{16} \cdot \frac{\bar{\sigma}_b}{W} \cdot d_B^3 \\ &\leq \frac{\pi}{16} \times \frac{5,84}{290,498} \times 20^3 \\ &\leq 852,588 \text{ mm} \end{aligned} \quad (8.4)$$

Karena $l/d = 0,5 - 2$, maka panjang bantalan diambil 75 mm.

b) Menghitung tekanan permukaan.

$$\begin{aligned}
 p &= \frac{W}{d_B \times l} && (8.5) \\
 &= \frac{290,498}{60 \times 75} \\
 &= 0,0646 \text{ kg/mm}^2
 \end{aligned}$$

Tekanan permukaan yang terjadi masih di bawah tekanan permukaan yang diijinkan ($p < p_a$).

c) Menghitung kecepatan keliling.

$$\begin{aligned}
 v &= \frac{\pi \times d_B \times n}{60000} \\
 &= \frac{\pi \times 60 \times 2,5}{60000} \\
 &= 0,0079 \text{ m/s}
 \end{aligned}$$

d) Menghitung harga pv .

$$\begin{aligned}
 pv &= p \times v && (8.6) \\
 &= 0,0646 \times 0,0079 \\
 &= 0,0005 \text{ kg.m/mm}^2.s
 \end{aligned}$$

Harga pv masih di bawah $(pv)_a$.

e) Menghitung kerja gesekan.

Koefisien gesekan untuk perunggu (μ) $\approx 0,06$.

$$\begin{aligned}
 H &= \mu \cdot W \cdot v && (8.7) \\
 &= 0,06 \times 290,498 \times 0,0079 \\
 &= 0,1369 \text{ kgm/s}
 \end{aligned}$$

f) Menghitung daya yang diserap.

$$\begin{aligned}
 P_H &= \frac{H}{102} \\
 &= \frac{0,1369}{102} \\
 &= 0,0013 \text{ kW}
 \end{aligned} \tag{8.8}$$

2) Perhitungan bantalan luncur untuk poros V.

Data perhitungan ditunjukkan dalam Tabel 8.5.

Tabel 8.5. Data perhitungan bantalan luncur.

poros	W _o (kg)	n(rpm)	d	f _c	W	σ _b
V	67,435	2,5	60	1	67,435	5,84

Bahan bantalan luncur adalah perunggu dengan data sama seperti pada bantalan luncur di poros B.

Hasil perhitungan ditunjukkan dalam Tabel 8.6.

Tabel 8.6. Hasil perhitungan bantalan luncur.

poros	<i>l</i>	<i>l</i> pakai	p N/mm ²	v m/s	pv kgm/mm ² s	H kgm/s	P _H kW
V	3672,777	80	0,014	0,0079	0,0001	0,0318	0,0003

Dari hasil di atas diperoleh perbandingan :

$$l/d = 0,5 - 2,0$$

$$p < p_a$$

$$pv < (pv)_a$$

sehingga bantalan luncur yang dipakai sudah memenuhi syarat.

BAB IX

PELUMASAN

Pelumasan bertujuan untuk mengurangi gesekan langsung antara elemen yang satu dengan yang lain sehingga menurunkan proses aus, menjaga temperatur kerja, dan mencegah korosi.

Jenis pelumasan dipilih berdasarkan kecepatan keliling (v) dari elemen konstruksi. Berikut ini dasar pemilihan jenis pelumasan :¹⁰

- 1) $v \leq 1$ m/s, dengan mengoleskan pelumas melekat.
- 2) $v \leq 4$ m/s, dengan pelumasan rendam vaselin.
- 3) $v \leq 15$ m/s, dengan pelumasan rendam oli.
- 4) $v > 15$ m/s, dengan pelumasan alir oli.

Dalam konstruksi *feed gearbox* ini, kecepatan keliling dari roda gigi yaitu: $v_{\min} = 0,0511$ m/s dan $v_{\max} = 4,812$ m/s. Maka pelumasan yang dipilih adalah pelumasan vaselin dengan cara rendam. Oli yang terambil saat roda gigi beroperasi akan melumasi saat terjadinya kontak antar roda gigi. Dalam pencelupan roda gigi tidak boleh lebih dari $6m$ dan tidak boleh kurang dari $1m$ (m = modul). Oleh karena itu dipilih pencelupan roda gigi $3m$.

Dalam pemilihan oli, maka harus diperhitungkan viskositas dari oli tersebut. Viskositas dari oli yang dipilih sebagai bahan pelumas ditentukan atas dasar angka putaran dan temperatur. Untuk angka putaran dan temperatur yang semakin tinggi, maka viskositas dari minyak pelumas akan semakin kecil.

¹⁰ Roda Gigi, Jilid 1, Akademi Teknik Mesin Industri, Surakarta, hal. 45



1. Perhitungan untuk kecepatan keliling minimal.

Viskositas kinematika pada suhu 50° C (122° F) :

$$v = \frac{500}{\sqrt{\nu^2}} \quad (9.1)$$

$$= \frac{500}{0,0511} \\ = 2212,9336 \text{ c.St}$$

Viskositas kinematika ini harus dikonversikan dahulu ke *Saybolt Universal Second* (SUS).

Rumus :

$$v = \left(0,22 \text{ SUS} - \frac{180}{\text{SUS}} \right) \text{c.St} \quad (9.2)$$

Maka harga viskositas kinematika = 10058,8705 SUS pada temperatur 100° F.

Maka dengan data tersebut dari Tabel X diperoleh oli SAE 50.

2. Perhitungan untuk kecepatan keliling maksimal.

Viskositas kinematika pada suhu 50° C (122° F) :

$$v = \frac{500}{\sqrt{\nu^2}} \\ = \frac{500}{16,7552} \\ = 122,1506 \text{ c.St}$$

Maka harga viskositas kinematika = 556,699827 SUS pada temperatur 100° F.

Maka dengan data tersebut dari Tabel Y diperoleh oli SAE 40.

Dari hasil perhitungan di atas, maka oli yang dipakai dalam pelumasan *feed gearbox* adalah SAE 40 – 50.

BAB X

RINGKASAN

Pembubutan adalah proses penggeraan benda kerja (logam, kayu, plastik, dan lain-lain), dimana benda kerja yang dicekam pada poros utama diputar dengan kecepatan konstan dan disayat oleh pahat, baik secara otomatis maupun manual.

Kategori mesin bubut dalam perancangan ini adalah mesin bubut standard. Untuk memenuhi jangkauan kerja yang luas, yaitu baik dalam jenis material benda kerja maupun ukuran dari benda kerja yang bisa dikerjakan, maka variasi putaran yang terdapat pada mesin bubut ini sebanyak 16 tingkat kecepatan.

Berikut ini data seluruh hasil perhitungan dalam perancangan ini :

- 1) Transmisi roda gigi.

Data roda gigi ditunjukkan dalam Tabel 10.1

Tabel 10.1. Data roda gigi.

Roda gigi	Jumlah gigi (z)	Modul (m)	Lebar (b)	Material
z_1	50	4	20	St 42
z_2	100	4	20	St 42
z_3	50	4	20	St 42
z_4	100	4	20	St 42
z_5	42	4	20	St 60
z_6	39	4	20	St 70
z_7	36	4	20	St 60
z_8	39	4	30	St 70
z_9	28	5	30	St 70
z_{10}	39	3	30	Ck 45 normalized
z_{11}	26	4	30	42 CrMo 4 tempered
z_{12}	39	4	30	St 60
z_{13}	35	5	30	St 70

Z_{14}	65	3	30	Ck 45 normalized
Z_{15}	52	4	30	42 CrMo 4 tempered
Z_{16}	39	4	35	Ck 45 normalized
Z_{17}	22	4	35	Ck 45 batch nitrided
Z_{18}	39	4	35	34 CrNiMo 6 tempered
Z_{19}	55	4	35	Ck 45 batch nitrided
Z_{20}	39	4	35	34 CrNiMo 6 tempered

2) Ratio untuk tiap posisi feeding

Data ratio untuk tiap posisi feeding ditunjukkan dalam Tabel 10.2

Tabel 10.2. Data ratio untuk tiap posisi feeding

Posisi	Ratio
1	$\frac{z_1 \times z_3 \times z_6 \times z_{11} \times z_{17} \times z_{18}}{z_2 \times z_4 \times z_8 \times z_{15} \times z_{19} \times z_{20}}$ 0,291667
2	$\frac{z_1 \times z_3 \times z_6 \times z_{10} \times z_{17} \times z_{18}}{z_2 \times z_4 \times z_8 \times z_{14} \times z_{19} \times z_{20}}$ 0,25
3	$\frac{z_1 \times z_3 \times z_6 \times z_9 \times z_{17} \times z_{18}}{z_2 \times z_4 \times z_8 \times z_{13} \times z_{19} \times z_{20}}$ 0,233333
4	$\frac{z_1 \times z_3 \times z_6 \times z_8 \times z_{17} \times z_{18}}{z_2 \times z_4 \times z_8 \times z_{12} \times z_{19} \times z_{20}}$ 0,2
5	$\frac{z_1 \times z_3 \times z_5 \times z_{11} \times z_{17} \times z_{18}}{z_2 \times z_4 \times z_7 \times z_{15} \times z_{19} \times z_{20}}$ 0,175
6	$\frac{z_1 \times z_3 \times z_5 \times z_{10} \times z_{17} \times z_{18}}{z_2 \times z_4 \times z_7 \times z_{14} \times z_{19} \times z_{20}}$ 0,15
7	$\frac{z_1 \times z_3 \times z_5 \times z_9 \times z_{17} \times z_{18}}{z_2 \times z_4 \times z_7 \times z_{13} \times z_{19} \times z_{20}}$ 0,145833
8	$\frac{z_1 \times z_3 \times z_5 \times z_8 \times z_{17} \times z_{18}}{z_2 \times z_4 \times z_7 \times z_{12} \times z_{19} \times z_{20}}$ 0,125
9	$\frac{z_1 \times z_3 \times z_6 \times z_{11} \times z_{16} \times z_{18}}{z_2 \times z_4 \times z_8 \times z_{15} \times z_{18} \times z_{20}}$ 0,116667
10	$\frac{z_1 \times z_3 \times z_6 \times z_{10} \times z_{16} \times z_{18}}{z_2 \times z_4 \times z_8 \times z_{14} \times z_{18} \times z_{20}}$ 0,1
11	$\frac{z_1 \times z_3 \times z_5 \times z_9 \times z_{16} \times z_{18}}{z_2 \times z_4 \times z_7 \times z_{12} \times z_{18} \times z_{20}}$ 0,093333
12	$\frac{z_1 \times z_3 \times z_6 \times z_8 \times z_{16} \times z_{18}}{z_2 \times z_4 \times z_8 \times z_{12} \times z_{18} \times z_{20}}$ 0,08

13	$\frac{z_1}{z_2} \times \frac{z_3}{z_4} \times \frac{z_5}{z_7} \times \frac{z_{11}}{z_{15}} \times \frac{z_{16}}{z_{18}} \times \frac{z_{18}}{z_{20}}$	0,07
14	$\frac{z_1}{z_2} \times \frac{z_3}{z_4} \times \frac{z_5}{z_7} \times \frac{z_{10}}{z_{14}} \times \frac{z_{16}}{z_{18}} \times \frac{z_{18}}{z_{20}}$	0,06
15	$\frac{z_1}{z_2} \times \frac{z_3}{z_4} \times \frac{z_5}{z_7} \times \frac{z_9}{z_{13}} \times \frac{z_{16}}{z_{18}} \times \frac{z_{18}}{z_{20}}$	0,058333
16	$\frac{z_1}{z_2} \times \frac{z_3}{z_4} \times \frac{z_5}{z_7} \times \frac{z_8}{z_{12}} \times \frac{z_{16}}{z_{18}} \times \frac{z_{18}}{z_{20}}$	0,05

3) Poros.

Data ukuran dan material poros adalah sebagai berikut :

Poros B :

$d = 40 \text{ mm}$, $l = 195 \text{ mm}$; material St 70.

Poros I :

$d = 40 \text{ mm}$, $l = 325 \text{ mm}$; material St 70.

Poros II :

$d = 40 \text{ mm}$, $l = 435 \text{ mm}$; material St 70.

Poros III :

$d = 45 \text{ mm}$, $l = 650 \text{ mm}$; material St 70.

Poros IV :

$d = 60 \text{ mm}$, $l = 250 \text{ mm}$; material St 70.

Poros V :

$d = 60 \text{ mm}$, $l = 250 \text{ mm}$; material St 70.

3) Pasak.

Pada poros II, dengan data :

Tinggi pasak (h) = 9 mm.

Panjang pasak (L) = 20 mm dan 35 mm.

Material St 50.

Pada poros IV, dengan data :

Tinggi pasak (h) = 11 mm.

Panjang pasak (L) = 35 mm.

Material St 50.

Pada poros V, dengan data :

Tinggi pasak (h) = 11 mm.

Panjang pasak (L) = 32 mm.

Material St 50.

4) Poros bintang.

Pada poros I :

Terdapat dua buah poros bintang

Kiri : $d_1 = 42$ mm, $d_2 = 46$ mm, jumlah bintang (n) = 8.

Kanan : $d_1 = 46$ mm, $d_2 = 50$ mm, jumlah bintang (n) = 8.

Pada poros III :

$d_1 = 46$ mm, $d_2 = 50$ mm, jumlah bintang (n) = 8.

5) Bantalan.

Pada poros I.

Terdapat dua buah bantalan gelinding.

Tumpuan A : bantalan bola alur dalam baris tunggal, tipe 6008.

Tumpuan B : bantalan bola alur dalam baris tunggal, tipe 6009.

Pada poros II.

Terdapat dua buah bantalan gelinding.

Tumpuan A : bantalan bola alur dalam baris tunggal, tipe 6008.

Pada poros III.

Terdapat dua buah bantalan gelinding.

Tumpuan A : bantalan bola alur dalam baris tunggal, tipe 6009.

Tumpuan B : bantalan bola alur dalam baris tunggal, tipe 6009.

Pada poros IV.

Terdapat sebuah bantalan gelinding pada tumpuan A dan sebuah bantalan luncur pada tumpuan B.

Tumpuan A : bantalan bola alur dalam baris tunggal, tipe 6012.

Tumpuan b : bantalan luncur, material perunggu, $d = 60$ dan $l = 50$ mm

Pada poros V.

Terdapat sebuah bantalan gelinding pada tumpuan A dan sebuah bantalan luncur pada tumpuan B.

Tumpuan A : bantalan bola alur dalam baris tunggal, tipe 6012.

Tumpuan B : bantalan luncur, material perunggu, $d = 60$ dan $l = 80$ mm

7) Pelumasan.

Pelumasan dilakukan dengan cara rendam. Pelumas yang digunakan adalah oli SAE 40 – 50.

BAB XI

KESIMPULAN

Spesifikasi dari rancangan mesin bubut ini adalah sebagai berikut :

1. Ukuran utama mesin bubut :

Panjang = 2100 mm.

Lebar = 580 mm.

Tinggi = 1400 mm.

2. Daya penggerak sebesar 1,5 kW dari motor AC tiga fase.

3. Kemampuan mesin bubut :

- a. Diameter benda kerja : 8 sampai dengan 160 mm.

- b. Kecepatan potong : 25 sampai dengan 40 m/s.

- c. Putaran spindel : 50, 63, 80, 100, 125, 160, 200, 250, 315, 400, 500, 635, 800, 1000, 1270, dan 1600 rpm.

- d. *Feeding* : 0,06 , 0,07 , 0,08 , 0,09 , 0,1 , 0,11 , 0,125 , 0,14 , 0,16 , 0,18 , 0,2 , 0,22 , 0,25 , 0,28 , 0,31 , dan 0,35 mm/put.

- e. Ulin metris dengan jarak kisar (*pitch*): 0,5 , 0,6 , 0,7 , 0,8 , 1 , 1,25 , 1,5 , 1,75 , 2 , dan 2,5 mm.

DAFTAR PUSTAKA

- Mehta, N.K., 1984, Machine Tool Design, Tata McGraw-Hill Publishing Company Limited, New Delhi.
- Riyadi, S.N.G., 1984, Teori Bengkel, Akademi Teknik Mesin Industri, Surakarta.
- Sudibyo, B., 1984, Bantalan Gelinding, Akademi Teknik Mesin Industri, Surakarta.
- Sudibyo, B., 1984, Kekuatan Dan Tegangan Ijin, Akademi Teknik Mesin Industri, Surakarta.
- Sudibyo, B., 1986, Mekanika Teknik 4, Akademi Teknik Mesin Industri, Surakarta.
- Sudibyo, B., 1984, Poros Penyangga Dan Poros Transmisi, Akademi Teknik Mesin Industri, Surakarta.
- Sularso, Suga, K., 1997, Dasar Perencanaan Dan Pemilihan Elemen Mesin, PT Pradnya Paramita, Jakarta.
- Spotts, M.F., -, Design of Machine Element, Prestise Halki of India, New Delhi.
-, 1984, Roda Gigi, Jilid 1, Akademi Teknik Mesin Industri, Surakarta.
-, 1984, Tabel Elemen Mesin, Akademi Teknik Mesin Industri, Surakarta.

LAMPIRAN

Tabel A. Modul standard roda gigi.

z	0,05	0,06	0,08	0,10	0,12	0,16	0,20	0,25	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1	1,25
1,5	2	2,5	3	4	5	6	8	10	12	16	20	25	32	40	50	60	
2	0,055	0,07	0,09	0,11	0,14	0,18	0,22	0,28	0,35	0,45	0,55	0,65	0,75	0,85	0,95	1,125	1,375
3	1,75	2,25	2,75	3,5	4,5	5,5	7	9	11	14	18	22	28	36	45	55	70

Roda Gigi, Jilid 1, Akademi Teknik Mesin Industri, Surakarta

Tabel B. Batasan lebar roda gigi.

Gigi dipotong	Roda gigi yang dipasang pada poros tegar/kuat berbantalan gelinding atau luncur	$b \leq 30 \dots 40m$
	Roda gigi untuk kotak roda gigi tenaga normal berbantalan gelinding atau luncur	$b \leq 25m$
	Roda gigi untuk konsruksi baja, alat angkat dan yang sejenisnya	$b \leq 15m$
	Roda gigi dengan sistem pembantalan amat baik	$b \leq 2d_1$
Gigi dituang kasar	Roda gigi berbantalan melayang	$b \leq 10m$
Roda gigi dengan kecepatan keliling tinggi ($v > 4 \text{ m/s}$) dan untuk tenaga besar		$z_1 \geq 16$
Roda gigi dengan kecepatan keliling menengah ($v = 0,8 \dots 4 \text{ m/s}$)		$z_1 \geq 12$
Roda gigi dengan kecepatan keliling rendah ($v < 0,8 \text{ m/s}$) atau untuk tenaga kecil		$z_1 \geq 10$
Pasangan roda gigi luar – luar (prinsip)		$z_1 + z_2 \geq 24$
Pasangan roda gigi luar – dalam (prinsip)		$z_2 \geq z_1 + 10$

Roda Gigi, Jilid 1, Akademi Teknik Mesin Industri, Surakarta.

Tabel C. Faktor keja roda gigi (K_I).

Mesin kerja	motor listrik	Mesin tenaga turbin, mesin torak	mesin torak tunggal
Pembangkit listrik, feed drive, belt conveyor, kerek/kran ringan, kompresor, pengaduk dan mixer untuk material homogen	1	1,25	1,5
Kotak roda gigi utama mesin perkakas, kerek berat, pemutar kran, pengaduk dan mixer material tak homogen, pompa torak majemuk, metering/dosing pump	1,25	1,5	1,75
Mesin pons, mesin gunting, rubber kneader, mesin canai, mesin keruk, heavy metering/dosing pump	1,75	2	2,25

Roda Gigi, Jilid 1, Akademi Teknik Mesin Industri, Surakarta

Tabel D. Faktor pembebanan roda gigi (C_V).

w . Kj N/mm	C_V (dalam s/m) untuk v (dalam m/s)										
	1	2	4	6	8	10	12	14	16	18	20
25	0,057	0,056	0,056	0,046	0,034	0,029	0,026	0,024	0,021	0,019	0,017
50	0,050	0,049	0,048	0,041	0,034	0,028	0,025	0,023	0,021	0,019	0,017
100	0,038	0,037	0,032	0,030	0,027	0,025	0,024	0,023	0,021	0,019	0,017
200	0,033	0,030	0,025	0,024	0,023	0,023	0,023	0,022	0,021	0,019	0,017
300	0,031	0,029	0,025	0,023	0,023	0,023	0,023	0,022	0,021	0,019	0,017
400	0,030	0,029	0,025	0,023	0,023	0,023	0,023	0,022	0,021	0,019	0,017
500	0,030	0,029	0,024	0,023	0,023	0,023	0,023	0,022	0,021	0,019	0,017
1000	0,029	0,028	0,024	0,023	0,023	0,023	0,023	0,022	0,021	0,019	0,017
2000	0,028	0,028	0,024	0,023	0,023	0,023	0,023	0,022	0,021	0,019	0,017

Roda Gigi, Jilid 1, Akademi Teknik Mesin Industri, Surakarta

Tabel E. Faktor kemiringan roda gigi (C_β).

$\epsilon\beta$	$\leq 0,4$	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	≥ 1
$C\beta$	1	0,95	0,9	0,85	0,8	0,75	0,7

Roda Gigi, Jilid 1, Akademi Teknik Mesin Industri, Surakarta

Tabel F. Faktor pasangan bahan roda gigi (k_e).

Pasangan mat.	St/St	St/GG	GG/GG	St/GGG	GG/GGG	St/Hgw
k_e (μm^{-1})	4	2,3	1,8	3,2	1,3	0,2

Roda Gigi, Jilid 1, Akademi Teknik Mesin Industri, Surakarta

Tabel G. Pemilihan kualitas gigi untuk roda gigi logam.

Roda gigi logam				
v sampai m/s	pengerjaan dinding gigi	Kualitas	Daerah toleransi DIN 3967	Dinding gigi: Harga kekasaran Ra (μm) DIN ISO 1302
0,8	dituang, kasar	12	2 × 30	-
0,8	difrais kasar (roughing)	11,10	29,28	6,3 μm
2	difrais	9	27	1,6 μm
4	difrais	8	26	0,8 μm
8	difrais halus	7	25	0,4 μm
12	digerinda	6	24	0,2 μm
20	digerinda halus	5	23	0,05 μm
60	digeinda sangat halus	5,4	22,21	0,025 μm

Roda Gigi, Jilid 1, Akademi Teknik Mesin Industri, Surakarta

Tabel H. Penyimpangan ijin dari jarak bagi kontak roda gigi (f_{pe}).

d dalam mm di atas	m _n dalam mm di atas		f _p dan f _{pe} dalam μm pada kualitas gigi									
			4	5	6	7	8	9	10	11	12	
10	10	dari 1	2	3	4,5	6	9	12	18	28	45	71
10	50	dari 1	2	3,5	5	7	9	14	18	28	50	80
		2	3,55	3,5	5	7	10	14	20	32	50	80
		3,55	6	4	6	8	11	16	22	36	56	90
		6	10	5	7	10	12	18	25	40	63	110
50	125	dari 1	2	4	5	7	10	14	20	32	50	80
		2	3,55	3,5	5	7	10	14	20	32	50	80
		3,55	6	4	6	9	12	16	25	40	63	100
		6	10	5	7	10	14	20	28	45	71	110
		10	16	6	9	12	18	25	32	56	90	140
125	280	dari 1	2	4	5,5	8	11	16	22	36	56	90
		2	3,55	4	6	8	11	16	22	36	56	90
		3,55	6	4,5	7	9	12	18	25	40	63	100
		6	10	5,5	8	11	14	20	28	45	71	125
		10	16	6	9	12	18	25	36	56	90	140
		16	25	8	11	16	22	32	45	71	110	180
		25	40	11	15	22	28	40	56	90	140	250
280	560	dari 1	2	4,5	6	8	12	16	22	36	56	100
		2	3,55	4	6	8	12	16	22	36	56	90
		3,55	6	5	7	10	14	20	28	45	71	110
		6	10	6	8	11	16	22	32	50	80	125
		10	16	7	10	14	20	28	36	56	90	160
		16	25	8	12	16	22	32	45	71	110	180
		25	40	11	16	22	32	45	63	100	160	250
560	1000	2	3,55	4,5	6	9	12	18	25	40	63	100
		3,55	6	5,5	8	11	16	20	28	45	75	125
		6	10	6	9	11	16	25	32	56	90	140
		10	16	7	10	14	20	28	40	63	100	160
		16	25	9	12	18	25	36	50	80	125	200
		25	40	12	16	22	32	45	63	100	160	250
		3,55	6	6	8	12	16	22	32	50	80	125
1000	1600	6	10	7	9	12	18	25	36	56	90	140
		10	16	8	11	16	22	32	40	63	110	180
		16	25	9	14	18	25	36	50	80	125	200
		25	40	12	18	25	32	45	63	100	160	280
		40	70	16	25	32	45	63	90	140	220	360
		3,55	6	6	9	12	18	25	36	56	90	140
		6	10	7	10	14	20	28	40	63	100	160
1600	2000	10	16	8	12	16	22	32	45	71	110	180
		16	25	10	14	20	28	40	56	80	140	220
		25	40	12	18	25	36	50	71	110	180	280
		40	70	18	25	36	50	63	90	140	250	400

Tabel I. Faktor bentuk gigi (Y_F).

zn	Faktor bentuk gigi Y_F dengan faktor koreksi $x =$																			
	-0,6	-0,5	-0,4	-0,3	-0,2	-0,1	0	+0,1	+0,2	+0,3	+0,4	+0,5	+0,6	+0,7	+0,8	+0,9	+1,0	+1,1	+1,2	+1,3
7																				
8																				
9																				
10																				
11																				
12																				
13																				
14																				
15																				
16																				
17																				
18																				
19																				
20																				
21																				
22																				
23																				
24																				
25																				
30	3,61	3,35	3,18	3,01	2,85	2,72	2,60	2,48	2,38	2,30	2,22	2,16	2,10	2,04	2,00	1,96	1,93	1,90	1,88	1,86
40	3,15	3,00	2,86	2,75	2,63	2,54	2,45	2,37	2,30	2,24	2,18	2,13	2,08	2,04	2,01	1,97	1,95	1,93	1,91	1,89
50	2,90	2,78	2,68	2,59	2,50	2,43	2,36	2,31	2,25	2,20	2,15	2,11	2,07	2,03	2,02	1,98	1,97	1,94	1,93	1,91
60	2,75	2,65	2,57	2,50	2,42	2,37	2,32	2,25	2,22	2,17	2,13	2,10	2,08	2,04	2,02	1,99	1,98	1,96	1,94	1,93
100	2,46	2,40	2,35	2,32	2,26	2,24	2,21	2,17	2,15	2,12	2,10	2,08	2,06	2,04	2,03	2,01	2,00	1,99	1,98	1,97
200	2,27	2,24	2,21	2,19	2,17	2,15	2,14	2,12	2,10	2,10	2,08	2,07	2,05	2,04	2,04	2,02	2,02	2,01	1,98	2,00
400	2,17	2,15	2,14	2,13	2,12	2,11	2,10	2,09	2,08	2,08	2,08	2,07	2,06	2,05	2,04	2,04	2,04	2,03	2,03	2,03
∞	2,07	2,07	2,07	2,07	2,07	2,07	2,07	2,07	2,07	2,07	2,07	2,07	2,07	2,07	2,07	2,07	2,07	2,07	2,07	2,07

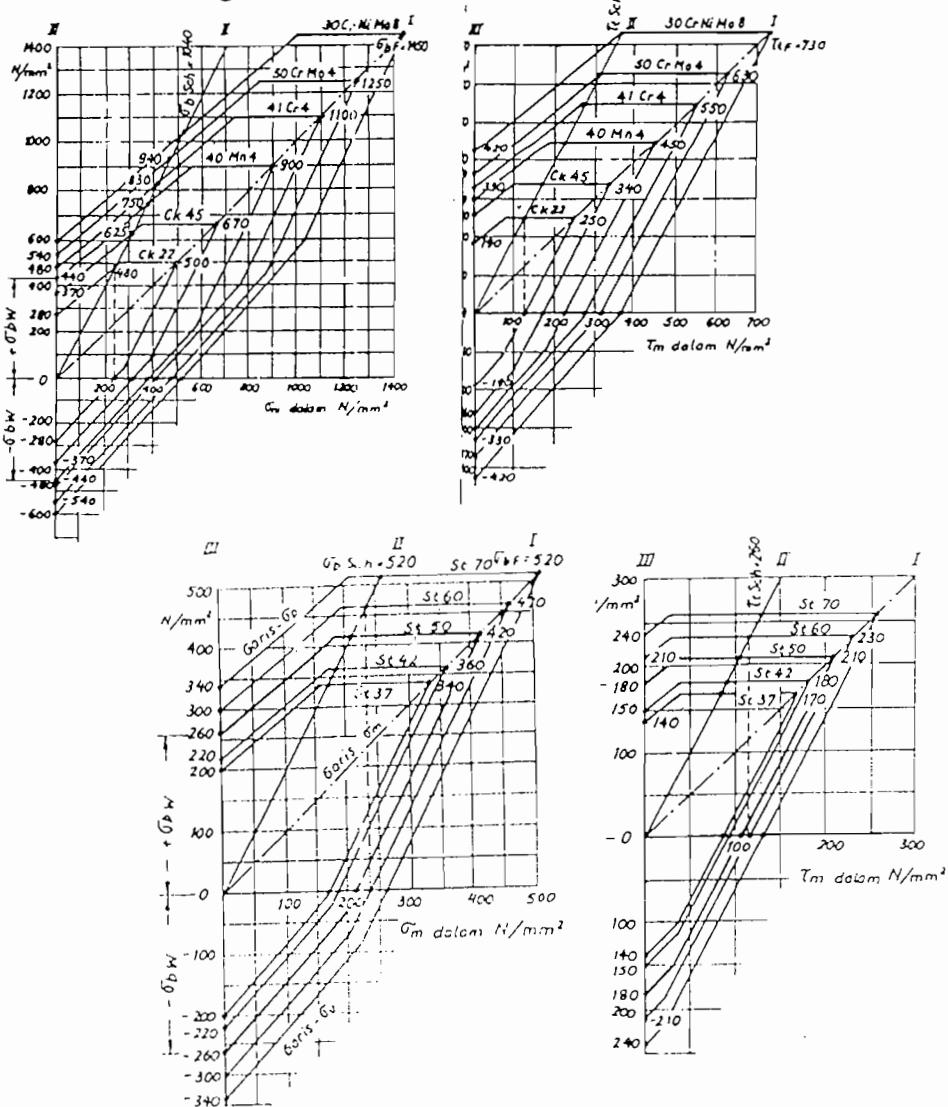
Roda Gigi, Jilid 1, Akademi Teknik Mesin Industri, Surakarta

Tabel J. Faktor material roda gigi (Z_M).

Roda gigi			Roda gigi pasangan			Faktor material Z_M
Material	Kode	Modulus elasisitas E N/mm ²	Material	Kode	Modulus elasisitas E N/mm ²	$\sqrt{N/mm^2}$
Baja	St	210000	Baja	St	210000	272
			Baja tuang	GS-60	205000	270
				GS-52	205000	270
			Besi tuang dgn graphit bola	GGG-60	176000	259
				GGG-40	175000	258
			brons putih tuang	G-CuSn	105000	222
			brons putih	CuSn8	115000	228
			Besi tuang dgn graphit lamelar (besi tuang kelabu)	GG-25	128000	237
				GG-20	120000	232
Baja tuang	GS-60	205000	Baja tuang	GS-52	205000	268
			Besi tuang dgn graphit bola	GGG-60	176000	257
			Besi tuang dgn graphit lamelar (besi tuang kelabu)	GG-20	120000	231
Besi tuang dgn graphit bola	GGG-60	176000	Besi tuang dgn graphit bola	GGG-40	175000	248
			Besi tuang dgn graphit lamelar (besi tuang kelabu)	GG-20	120000	224
Besi tuang dgn graphit lamelar (besi tuang kelabu)	GG-25	128000	Besi tuang dgn graphit lamelar (besi tuang kelabu)	GG-20	120000	209
	GG-20	120000				205
Baja	St	210000	Material lapis duroplast		8000	80,5

Tabel K. Pemilihan material roda gigi.

No.	Kelompok material	Kode menurut DIN	Keadaan perlakuan	Kekerasan roda gigi pada inti (bagian dalam)	Kekerasan roda gigi pada permukaan dinding gigi	Batas patah dinamis gelinding dinamis σ_{HD} N/mm ²	Batas patah beban ulang dinamis σ_{FD} N/mm ²	batas patah tarik R_m N/mm ²
1	Besi tuang dengan graphit lamellar DIN 1691	GG 20	-	170 HB	170 HB	270	50	200
2		GG 25		210 HB	210 HB	310	60	250
3		GG 35		230 HB	230 HB	360	80	350
4	Besi tuang dengan graphit bola DIN 1693	GGG 40	-	170 HB	170 HB	360	250	400
5		GGG 60		250 HB	250 HB	490	380	600
6		GGG 80		275 HB	275 HB	560	500	800
7								
8	Besi tuang temper hitam DIN 1692	GTS 35	-	140 HB	140 HB	360	190	800
9		GTS 65		235 HB	235 HB	490	230	1000
10	Besi tuang DIN 1681	GS 52	-	150 HB	150 HB	340	150	470
11		GS 60		175 HB	175 HB	420	170	520
12	Baja konstruksi umum DIN 17 100	St 42	-	125 HB	125 HB	290	170	450
13		St 50		150 HB	150 HB	340	190	550
14		St 60		180 HB	180 HB	400	200	650
15		St 70		208 HB	208 HB	460	220	800
16	Baja dikeraskan DIN 17 200	Ck 22	tempered	140 HV	140 HV	440	170	600
17		Ck 45	normalized	185 HV	185 HV	590	200	800
18		Ck 60	tempered	210 HV	210 HV	620	220	900
19		34 Cr 4	tempered	260 HV	260 HV	650	260	900
20		37 Cr 4	tempered	260 HV	260 HV	650	270	950
21		42 CrMo 4	tempered	280 HV	280 HV	670	290	1100
22		34 CrNiMo 6	tempered	310 HV	310 HV	770	320	1300
23	Baja dikeraskan DIN 17 200 pengerasan bakar atau induksi	Ck 45	Dibakar sam-bil diputar, gi-gi dikeraskan terakhir	220 HV	560 HV	1100	270	1000
24		37 Cr 4		270 HV	610 HV	1280	310	1150
25		42 CrMo 4		275 HV	650 HV	1360	350	1300
26	Baja dikeraskan DIN 17 200 pengerasan bakar atau induksi	Ck 45	batch nitrided	220 HV	400 HV	1100	350	1100
27		42 CrMo 4	batch nitrided	275 HV	500 HV	1220	430	1450
28		42 CrMo 4	gas nitrided	275 HV	550 HV	1220	430	1450
29	Baja nitrisasi Lembar material 850-60	31 CrMoV 9	gas nitrided	320 HV	700 HV	1400	445	1500
30	Baja keras kulit DIN 17 210	C 15	Case hardened	190 HV	720 HV	1600	230	900
31		16 MnCr 5		270 HV	720 HV	1630	460	1400
32		20 MnCr 5		330 HV	720 HV	1630	480	1500
33		20 MoCr 4		270 HV	720 HV	1630	400	1300
34		15 CrNi 6		310 HV	720 HV	1630	500	1600
35		18 CrNi 8		400 HV	740 HV	1630	500	1700
36		17 CrNiMo 6		400 HV	740 HV	1630	500	1700
37	Material lapis duroplast	laminated cotton	rough	Berpasangan dengan roda gigi baja, dikeraskan dan digerinda, pelumasan minyak $\leq 60^\circ\text{C}$, kecep.keling v $\leq 5 \text{ m/s}$			110	50
38			fine				130	60

Tabel L. Diagram Smith.

B. Sudibyo, Ing.HTI., Kekuatan Dan Tegangan Ijin, Akademi Teknik Mesin Industri, Surakarta.

Tabel M. Faktor tegangan puntir (c_1).

$\bar{\tau}_t \text{ (N/mm}^2\text{)}$	Material	c_1	c_2
15	St 37 , St 42	6,9	146
20	St 50 , St 60	6,3	133
25	Baja dengan batas patah yang lebih tinggi	5,8	123

Tabel N. Ukuran kehalusan berdasarkan kualitas permukaan poros.

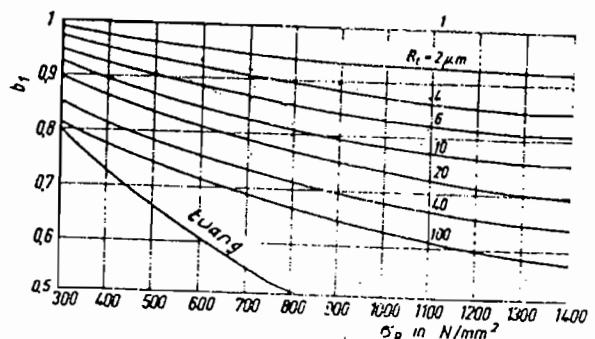
Kehalusan	R_a (μm)	R_t (μm)
N4	0,2	0,8
N5	0,4	1,6
N6	0,8	3,6
N7	1,6	6,3
N8	3,2	12
N9	6,4	20
N10	12	40

Tabel Elemen Mesin, Akademi Teknik Mesin Industri, Surakarta.

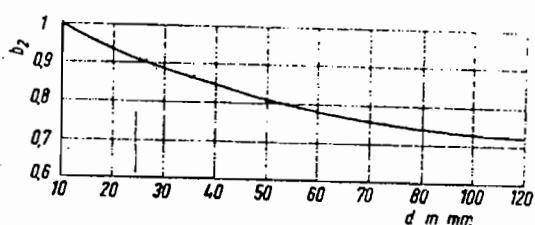
Tabel O. Tegangan patah untuk baja (σ_B).

Simbol material (DIN)	Batas patah σ_B (N/mm ²)	Batas mulur/regang $\sigma_s, \sigma_{0,2}$ (N/mm ²)
Baja konstruksi umum (DIN 17100)		
St 33 - 1	330...500	190
St 37 - 3	370...450	240
St 42 - 3	420...500	260
St 50 - 2	500...600	300
St 52 - 3	520...620	360
St 60 - 2	600...720	340
St 70 - 2	700...850	370
Baja otomatik (DIN 1651)		
9 S 20 K + N	370	200...220
10 S 20 K + N	370	200...220
35 S 20 K + N	500	280...300
60 S 20 K + N	700	350...370
Baja perlakuan panas (DIN 17200)		
C 22, Ck 22	500...700	300...360
C 35, Ck 35	550...780	330...430
C 45, Ck 45	630...860	380...490
C 60, Ck 60	750...1000	460...580
40 Mn 4	700...1100	450...650
46 Cr 2	800...1200	570...800
41 Cr 4	700...1100	470...700
25 Cr Mo 4	900...1300	650...900
42 Cr Mo 4	900...1300	700...900
50 Cr Mo 4	1100...1450	900...1050
Baja keras permukaan (DIN 17210)		
C 10, Ck 10	500...650	300
C 15, Ck 15	600...800	360
15 Cr 3	700...900	450
16 Mn Cr 5	800...1100	600
20 Mo Cr 4	1000...1300	700
20 Mn Cr 5	900...1200	650
25 Mo Cr 4	1200...1450	800
15 Cr Ni 6	1100...1350	800

B. Sudibyo, Ing.HTL, Kekuatan Dan Tegangan Ijin, Akademi Teknik Mesin Industri, Surakarta.

Tabel P. Faktor kekasaran permukaan (b_1).

B. Sudibyo, Ing.HTL, Poros Penyangga Dan Poros Transmisi, Akademi Teknik Mesin Industri.

Tabel Q. Faktor ukuran (b_2).

B. Sudibyo, Ing.HTL, Poros Penyangga Dan Poros Transmisi, Akademi Teknik Mesin Industri.

Tabel R. Dimensi pasak.

di atas sampai \varnothing poros d	$b-h$	pasak	panjang alur (L 1)	minimum kelong- garan s	maksimum	dalarnya alur poros	t_1	tol.	t_2	roda	d_1 (3)
6	8	2	2	6...20	0,2	0,42	1,2	+ 0,1	1		$d + 2,5$
8	10	3	3	6...32	0,2	0,42	1,8	0	1,4		$d + 3,5$
10	12	4	4	8...40	0,3	0,53	2,5		1,8		$d + 4$
12	17	5	5	10...50	0,3	0,53	3		2,3		$d + 5$
17	22	6	6	16...63	0,3	0,53	3,5		2,8		$d + 6$
22	30	8	7	20...80	0,3	0,79	4		3,3		$d + 8$
30	38	10	8	25...100	0,3	0,79	5		3,3		$d + 8$
38	44	12	8	32...125	0,3	0,79	5		3,3		$d + 8$
44	50	14	9	40...160	0,3	0,79	5,5		3,8		$d + 9$
50	58	16	10	50...180	0,3	0,79	6		4,3		$d + 11$
58	65	18	11	50...200	0,4	0,91	7	+ 0,2	4,4		$d + 11$
65	75	20	12	63...220	0,4	0,91	7,5	0	4,9		$d + 12$
75	85	22	14	63...250	0,4	0,91	9		5,4		$d + 14$
85	95	25	14	80...280	0,4	0,91	9		5,4		$d + 14$
95	110	28	16	80...320	0,4	0,91	10		6,4		$d + 16$

B. Sudibyo, Ing.HTL, Poros Penyangga Dan Poros Transmisi, Akademi Teknik Mesin Industri.

Tabel S. Tekanan permukaan untuk pasak dan poros bintang.

material	Tekanan permukaan p		
	statik	berulang	kejut
Baja, tdk dikeraskan	100...200	70...150	40...80
Baja, dikeraskan	150 250	100 170	50 100
Baja tuang	100 150	80 100	40 60
Besi tuang	80 100	60 80	30 50
Paduan tembaga (brons, kuningan)	40 50	30 40	15 20
AlCuMg, dikeraskan	100 160	70 100	40 60
AlMg, AlMn, AlMgSi, dikeraskan	80 150	60 90	30 50
AlSi-tuang, AlSiMg-tuang	60 70	40 50	25 30

B. Sudibyo, Ing.HTL, Poros Penyangga Dan Poros Transmisi, Akademi Teknik Mesin Industri.

Tabel T. Dimensi poros bintang.

jumlah bintang	d1	ringan		menengah	
		d2	b	d2	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	6
	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
	66	72	12	79	12
	72	78	12	86	12

B. Sudibyo, Ing.HTL, Poros Penyangga Dan Poros Transmisi, Akademi Teknik Mesin Industri.

Tabel U. Umur pakai bantalan gelinding.

No.	Jenis pemakaian	L_h		f_v		daerah pakai
1	peralatan rumah tangga	1500...3000		3...5		i...k
2	mesin pertanian	3000	6000	10	15	h I
3	mesin perkakas	15000	25000	0,5	1,5	a b
4	perkakas/mesin pengangkat	10000	15000	10	20	h k
5	kotak roda gigi universal	10000	25000	3	8	d e
6	kotak roda gigi mesin rol	20000	35000	6	12	c d
7	kipas angin	20000	30000	2	4	d e
8	motor listrik kecil (4 kW)	8000	15000	3	5	e g
9	motor listrik menengah	15000	25000	3	5	d e
10	motor listrik besar (100 kW), generator	20000	30000	3	5	c d
11	kendaraan tenaga listrik	20000...30000		4...6	d...e gigi pindah	
12	sepeda motor ringan	1000...2000		5...8	i...k poros penggerak	
13	sepeda motor berat, mobil person ringan	2000	4000	3...6	i...k bantalan bola	
14	mobil person berat, truk ringan	3000	5000			
15	truk berat, bus	4000...8000		4...8	h...i e...f	
16	poros trem	50000		8...12		
17	poros kereta api	40000		8	12	c e
18	poros garpu angkat (fork lift)	20000		12	15	f h
19	ventilator kecil	10000		5	8	f h
20	puli tali baja perkakas tambang	50000		8	12	c d
21	mesin kertas	80000		4	8	a b
22	bantalan poros kapal	80000		6	10	e f
23	mesin untuk penggerjaan kayu	15000...20000		3	5	e f
24	mesin percetakan	15000...30000		3	4	a b
25	pompa pusingan	10000...30000		3...5	d...f	

B. Sudibyo, Ing.HTL, Bantalan Gelinding, Akademi Teknik Mesin Industri, Surakarta.

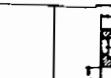
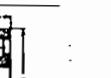
Tabel V. Faktor gaya untuk bantalan gelinding.

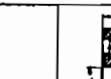
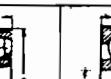
Harga patokan untuk faktor radial dinamik x dan faktor ak-sial dinamik y dalam perhitungan bantalan gelinding

Jenis bantalan	$\frac{F_a}{F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{F_r} \geq e$		e
	x	y	x	y	
bantalan bola alur dalam baris tunggal					
$\frac{F_a}{C_o} = 0,025$					
$= 0,04$					
$= 0,07$	1	0	0,56		
$= 0,13$					
$= 0,25$					
$= 0,5$					
baris ganda	1	1	-	-	0,3
bantalan bola kontak sudut					
baris tunggal *)	1	0	0,35	0,57	1,14
baris ganda	0,66	0,6	1,07		0,95
bantalan bola mapan sendiri	12 00 sampai 12 05		2,1		2,8
	12 06	12 09	2,8	4,3	0,22
	12 10	12 22	3,6	5,5	0,18
	13 00	13 05	2,0	3,0	0,31
	13 06	13 20	1	2,6	0,65
	22 00	22 07	2,6	4,1	0,24
	22 08	22 20	1,5	2,3	0,44
	23 02	23 04	2,3	3,6	0,27
	23 05	23 20	1,2	1,9	0,50
			1,5	2,4	0,41
bantalan rol kerucut	urutan 302				
	303				
	322	1	0	0,4	1,5
	313				0,4
	323				0,32
bantalan rol mapan sendiri	213 04 s/d 213 09		2,6		3,9
	213 10	213 22	3,0	4,4	0,26
	urutan 230		2,7	4,0	0,23
	urutan 231		2,2	3,2	0,25
	urutan 232	1	1,8	0,67	0,32
	222 05 s/d 222 08		1,9	2,8	0,36
	222 09	222 24	2,6	3,9	0,26
	222 26	222 64	2,4	3,6	0,28
	urutan 223		1,9	2,8	0,36

*) dari urutan 72 dan 73

Tabel W. Tipe bantalan gelinding.

NOMOR DALAM	JENIS						JENIS															
	URUTAN		6 ²¹ , 60		NU10		URUTAN		62		12, 12...K1		N2 NU2 ²)		NJ2 NUP2		3021)		202, 202...K1)			
	d	D	b	C	C ₀	C	C ₀	d	D	b	C	C ₀	C	C ₀	C	C ₀	B	C	C ₀	C	C ₀	
5	16	5	1,50	0,75																		
6	19	6	2,20	1,18																		
7	19	6	1,76	0,88																		
8	22	7	2,60	1,37																		
9	24	7	2,90	1,56																		
10	26	8	3,60	2,00																		
11	28	8	4,00	2,28																		
12	32	9	4,40	2,55																		
13	35	10	4,75	2,85																		
14	40	12	7,35	4,55																		
15	47	12	7,80	5,00	12,50	7,10																
16	55	13	10,00	6,70	15,60	9,30																
17	62	14	12,70	8,80	19,30	11,80																
18	68	15	13,40	9,65	22,40	14,00																
19	75	16	15,60	11,80	26,50	17,30																
20	80	16	16,30	12,70	29,00	19,30																
21	90	18	22,00	17,30	34,00	23,60																
22	95	18	21,60	17,60	34,50	24,50																
23	100	18	24,00	20,00	36,00	26,00																
24	110	20	30,50	25,00	52,00	37,50																
25	115	20	31,50	27,00	54,00	40,00																
26	125	22	37,50	32,00	63,00	45,50																
27	130	22	39,00	34,00	64,00	48,00																
28	140	24	45,50	40,00	76,50	58,50																
29	145	24	47,50	42,50	80,00	61,00																
30	150	24	47,50	42,50	81,50	64,00																

NOMOR DALAM	JENIS						13 13...K1)												72	73		
	URUTAN		63		64		13 13...K1)		N3 NU3		NJ3 NUP3		3031)		203 203...K1)		203...K1)		72	73		
	d	D	b	C	C ₀	D ²	b ²	C	C ₀	C	C ₀	C	C ₀	C	C ₀	B	C	C ₀	C	C ₀		
10	35	11	6,40	3,80																	3,9	
12	37	12	7,65	4,75																	5,5	
15	42	13	8,80	5,50																	6,3	10,2
17	47	14	10,60	6,70	62	17	18,30	12,70	9,80	3,75	16,60	9,30	14,25	20,00	13,20						7,8	12,5
20	52	15	13,40	8,80	72	19	24,00	17,00	9,80	4,05	21,60	12,20	16,25	30,00	20,80	23,60	16,00	10,4	15,0			
25	62	17	17,60	11,60	80	21	28,00	20,00	14,00	6,10	27,50	16,00	18,25	40,50	28,50	31,50	22,00	11,6	20,4			
30	72	19	22,80	15,60	90	23	33,50	24,00	16,60	8,00	36,50	21,60	20,75	53,00	38,00	41,50	29,00	16,0	25,5			
35	80	21	26,00	18,30	100	25	43,00	32,00	19,60	10,00	41,50	25,50	22,75	65,50	48,00	50,00	36,50	21,2	31,0			
40	90	23	33,50	24,00	110	27	50,00	37,50	23,20	12,50	53,00	33,50	25,25	81,50	63,00	65,50	50,00	25,0	39,0			
45	100	25	41,50	30,50	120	29	60,00	46,50	30,00	16,30	67,00	42,50	27,25	96,50	76,50	75,00	57,00	28,0	46,5			
50	110	27	48,00	36,50	130	31	69,50	53,00	32,50	18,30	81,50	53,00	29,25	114,00	90,00	93,00	72,00	29,0	55,0			
55	120	29	60,00	45,50	140	33	78,00	64,00	40,50	22,80	102,00	67,31	31,5	134,00	108,00	104,00	83,00	36,5	62,0			
60	130	31	64,00	49,00	150	35	85,00	71,00	45,00	27,00	114,00	76,50	33,5	153,00	125,00	127,00	104,00	44,0	71,0			
65	140	33	72,00	57,00	160	37	86,50	72,00	49,00	30,00	127,00	85,00	36	176,00	143,00	146,00	120,00	50,0	80,0			
70	150	35	81,50	64,00	180	42	102,00	91,50	58,50	36,00	150,00	102,00	38	200,00	163,00	160,00	132,00	50,0	90,0			
75	160	37	83,00	68,00	190	45	120,00	116,00	62,00	39,00	180,00	125,00	40	224,00	186,00	190,00	156,00	54,0	100			
80	170	39	90,00	73,50	200	48	129,00	127,00	69,50	43,00	180,00	125,00	42,5	255,00	212,00	206,00	173,00	63,0	110			
85	180	41	98,00	85,00	210	52	137,00	137,00	76,50	49,00	212,00	150,00	44,5	275,00	232,00	232,00	193,00	68,0	118			
90	190	43	106,00	91,50	225	54	151,00	166,00	85,00	56,00	224,00	160,00	46,5	300,00	250,00	255,00	216,00	80,0	127			
95	200	45	112,00	102,00	-	-	-	-	-	-	255,00	186,00	49,5	255,00	204,00	285,00	240,00	91,5	134			
100	215	47	129,00	122,00	-	-	-	-	-	-	290,00	216,00	51,5	365,00	315,00	305,00	255,00	102	153			
105	225	49	137,00	134,00	-	-	-	-	-	-	335,00	250,00	53,5	400,00	345,00	33						

Tabel X. Tekanan permukaan untuk bantalan luncur.

Bahan bantalan	Kekerasan H_B	Tekanan maksimum yang diperbolehkan (kg/mm ²)	Temperatur maks. yang diperbolehkan (°C)
Besi cor	160–180	0,3–0,6	150
Perunggu	50–100	0,7–2,0	200
Kuningan	80–150	0,7–2,0	200
Perunggu fosfor	100–200	1,5–6,0	250
Logam putih berdasar Sn	20–30	0,6–1,0	150
Logam putih berdasar Pb	15–20	0,6–0,8	150
Paduan Cadmium	30–40	1,0–1,4	250
Kelmet	20–30	1,0–1,8	170
Paduan Aluminium	45–50	2,8	100–150
Perunggu timah hitam	40–80	2,0–3,2	220–250

Sularso, Kiyokatsu Suga, Dasar Perencanaan Dan Pemilihan Elemen Mesin, PT Pradnya Paramita, Jakarta, 1997.

Tabel Y. Pemilihan pelumas.

SAE	SUS	
	100 F	210 F
5	92	38,5
10	165	44
20	340	54
30	550	64
40	850	77
50	1200	93

Spotts, MF, *Design of Machine Element*, Prestise Halkl of India, New Delhi

Tabel Z. Gaya spesifik untuk pembubutan

Material	Rm (N/mm ²) or Hardness	Special Cutting force k (N/mm ²) for thickness of chip h (mm)														k _{s1.1}	1-z
		0,06	0,08	0,1	0,12	0,16	0,2	0,25	0,31	0,4	0,5	0,63	0,8	1,0	1,25	1,6	
St 34	340	2850	2730	2630	2540	2430	2340	2250	2170	2080	2000	1930	1850	1780			0,83
St 37	370	4080	3840	3620	3430	3210	3020	2850	2690	2530	2380	2250	2110	1990			0,74
St 50	520	3380	3240	3120	3000	2880	2770	2670	2570	2470	2370	2280	2190	2110			0,83
St 60	620	5180	4820	4510	4220	3920	3660	3430	3200	2980	2780	2600	2420	2260			0,70
St 70	720	3270	3160	3060	2970	2870	2780	2700	2610	2520	2450	2370	2290	2220			0,86
Ck 45	670	3500	3360	3220	3100	2960	2850	2730	2620	2510	2410	2310	2220	2130			0,82
Ck 60	770	4310	4050	3820	3610	3380	3190	3010	2840	2660	2510	2370	2230	2100			0,74
16 MnCr 5	770	5180	4820	4510	4220	3920	3660	3430	3200	2980	2780	2600	2420	2260			0,70
18 CrNi 6	630	5130	4820	4550	4290	4030	3800	3580	3380	3170	2990	2820	2650	2500			0,74
42 CrMo 4	800	4000	3810	3630	3470	3290	3140	3000	2850	2720	2590	2470	2350	2240			0,79
30 CrV 4	600	4560	4280	4040	3810	3580	3370	3180	3000	2820	2660	2500	2350	2220			0,74
ECmo 80	590	3660	3520	3390	3260	3130	3010	2900	2790	2680	2580	2480	2380	2290			0,83
36 Mn 5	770	3050	2820	2660	2540	2350	2180	2050	1920	1830	1770	1740	1700	1680			0,72
Maehanite M	300 HB	2550	2400	2260	2130	2000	1890	1780	1670	1580	1490	1400	1320	1240			0,74
GG 10	180 HB	1070	1040	1010	980	950	920	900	870	840	820	800	770	750			0,87
GG 15	180 HB	1700	1610	1540	1470	1400	1330	1270	1210	1150	1100	1050	1000	950			0,79
GG 20	220 HB	2040	1920	1810	1720	1610	1530	1440	1360	1280	1210	1150	1080	1020			0,75
GG 25	220 HB	2380	2240	2110	1990	1870	1760	1660	1570	1470	1390	1310	1230	1160			0,74

B. Sudibyo, Ing.HTL, Mekanika Teknik 4, Akademi Teknik Mesin Industri, Surakarta.

