

TUGAS AKHIR

PERENCANAAN TRANSMISI ALAT PONGGILING PADI TENAGA AIR



MILIK
PERPUSTAKAAN
ITN MALANG

Disusun Oleh :

DENY DAFID HERMAWAN

01. 51. 057

**JURUSAN TEKNIK MESIN D III
FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI
INSTITUT TEKNOLOGI NASIONAL MALANG
2005**

REKAM SAHABAT

**DAFTAR NAMA DAN NO. SURAT PERALIHAN
TANAH DAN BANGUNAN**

DAFTAR NAMA
DAFTAR NAMA DAN NO. SURAT
TANAH DAN BANGUNAN

REKAM SAHABAT
DAFTAR NAMA DAN NO. SURAT
TANAH DAN BANGUNAN
DAFTAR NAMA DAN NO. SURAT
TANAH DAN BANGUNAN

**LEMBAR PERSETUJUAN
TUGAS AKHIR**

PERENCANAAN ALAT PENGGILING PADI TENAGA AIR

**Diajukan Sebagai Salah Satu Syarat
Menyelesaikan Studi Teknik Mesin Diploma III
Di Institut Teknologi Nasional Malang**

Mengetahui :

Ketua jurusan T. Mesin D III.



(Ir. Teguh Rahardjo, MT)

Dosen pembimbing.



(Ir. Lalu Mustiadi, MT)



PERKUMPULAN PENGELOLA PENDIDIKAN UMUM DAN TEKNOLOGI NASIONALMALANG

INSTITUT TEKNOLOGI NASIONAL MALANG

FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI FAKULTAS TEKNIK SIPIL DAN PERENCANAAN PROGRAM PASCASARJANA MEGISTER TEKNIK

PT.BNI (PERSERO) MALANG
BANK NIAGA MALANG

Kampus I : Jl. Bendungan Sigura-gura No. 2 Telp. (0341) 551431 (Hunting), Fax. (0341) 553015 malang 65145
Kampus II : Jl. Raya Karanglo, Km 2 Telp. (0341) 417636 Fax. (0341) 417634

KARTU BIMBINGAN TUGAS AKHIR FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI

Nama Mahasiswa : Deny Dafid Hermawan
NIM / NIRM : 01.51.057
Jurusan : Teknik Mesin
Program Studi : Teknik Mesin D III
Judul Tugas Akhir : Perencanaan Transmisi Alat Penggiling Padi
Tenaga Air
Pengajuan Tugas Akhir : 3 Februari 2005
Selesai Tugas Akhir : 15 Maret 2005
Dosen Pembimbing : Ir. Lalu Mustiadi, MT
Nilai Bimbingan : 90 (Sembilan puluh)

Mengetahui
Dekan FTI



Ir. Mochtar Asroni, MSME

Nip : 101 081 00056

Malang
Dosen Pembimbing

Ir. Lalu Mustiadi, MT

Nip : 1018200042



PERKUMPULAN PENGELOLA PENDIDIKAN UMUM DAN TEKNOLOGI NASIONALMALANG

INSTITUT TEKNOLOGI NASIONAL MALANG

FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI FAKULTAS TEKNIK SIPIL DAN PERENCANAAN PROGRAM PASCASARJANA MEGISTER TEKNIK

PT.BNI (PERSERO) MALANG
BANK NIAGA MALANG

Kampus I : Jl. Bendungan Sigura-gura No. 2 Telp. (0341) 551431 (Hunting), Fax. (0341) 553015 malang 65145
Kampus II : Jl. Raya Karanglo, Km 2 Telp. (0341) 417636 Fax. (0341) 417634

BERITA ACARA UJIAN TUGAS AKHIR FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI

Nama Mahasiswa : Deny Dafid Hermawan
NIM / NIRM : 01.51.057
Jurusan : Teknik Mesin
Program Studi : Teknik Mesin D III
Judul Tugas Akhir : Perencanaan Transmisi Alat Penggiling Padi
Tenaga Air

Dipertahankan dihadapan Team Penguji Tugas Akhir Jenjang Program Diploma Tiga (D III) pada :

Hari / Tanggal : Rabu 24 Maret 2005

Dengan Nilai Ujian : 65.00

PANITIA UJIAN TUGAS AKHIR

Ketua



Ir. Mochtar Asroni, MSME

Nip : 101 108 00056

Sekretaris

Ir. Teguh Rahardjo, MT

Nip : 131 991 184

ANGGOTA

Achmad Taufik, ST

Nip : 131.851.985

Ir. Suryanto, MT

Nip : 102 850 00104



INSTITUT TEKNOLOGI NASIONAL MALANG
FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI
JURUSAN TEKNIK MESIN D III
KAMPUS : Jl. Bendungan Sigura – gura No.02 Malang

DAFTAR KEGIATAN ASISTENSI TUGAS AKHIR

NAMA : DENY DAFID HERMAWAN
NIM : 01.51.057
TGL. BIMBINGAN : 23 Febuari 2005 – Maret 2005
JUDUL : Perencanaan Transmisi Alat Penggiling Padi
Tenaga Air

No.	Tanggal	Catatan Dosen	Paraf
01	28 Febuari 2005	Pengajuan judul TA	
02	01 - Maret 2005	Pengajuan Proposal	
03	04 - Maret 2005	Acc proposal	
04	06 - Maret 2005	Konsultasi bab I dan II	
05	07 - Maret 2005	Refisi bab I dan II	
06	09 - Maret 2005	Konsultasi bab III dan bab IV	
07	11 - Maret 2005	Refisi bab III dan bab IV	
08	13 Maret 2005	Konsultasi Gambar	
09	14 Maret 2005	Refisi Gambar	
10	16 Maret 2005	Acc bab I, II, III, IV dan Gambar	

Malang, Maret 2005

Dosen pembimbing

(Ir. Lalu Mustiadi, MT)

KATA PENGHANTAR

Dengan mengucapkan puji syukur kehadirat Allah S.W.T dengan limpahan rahmatNya sehingga penyusun dapat menyelesaikan tugas akhir ini sesuai dengan waktu yang ditentukan.

Adapun tujuan dari penyusunan tugas akhir ini adalah untuk memenuhi persyaratan menyelesaikan studi pada jurusan teknik mesin DIII Institut Teknologi Nasional Malang dan merupakan penerapan dari beberapa mata kuliah yang di dapat selama masa perkuliahan.

Pada kesempatan ini penulis ingin mengucapkan terima kasih yang tidak terhingga kepada semua pihak yang berkenan dalam memberikan masukan serta dorongan baik moril maupun spirit terutama yang terhormat :

1. Bpk. DR.Ir. Abraham Lomi, MSEE, selaku rektor ITN Malang.
2. Bpk. Ir. I Wayan Sudjana, MT, selaku dekan fakultas teknik industri ITN Malang.
3. Bpk. Ir. Teguh Rahardjo, MT, selaku kepala jurusan teknik mesin D III ITN Malang.
4. Bpk. Ir. Lalu mustiadi, MT, selaku dosen pembimbing penyusunan tugas akhir.
5. Bpk. Ir. Moch. Trisno, MT, selaku dosen wali mesin II (2001) ITN Malang.
6. Kedua orang Tua yang selalu memberikan dukungan doa sehingga penyusun dapat menyelesaikan tugas akhir ini.

7. Seluruh rekan asrama HIPMA KT Malang yang selalu memberikan saran dan kritik yang membangun.
8. Kepada teman-temanku yang yang sering kumpul di pos jaga bendungan sempor yang selalu membuatku merasa senang sehingga penyusun tidak mengalami stres dalam mengerjakan laporan tugas akhir ini.
9. Dan kepada seluruh rekan – rekan mahasiswa teknik mesin D III terutama angkatan 2001 yang telah memberikan spirit kepada penyusun.

Dalam penyusunan tugas akhir ini penyusun telah berusaha semaksimal mungkin, namun penyusun menyadari masih banyak terdapat kekurangan dan kesalahan maka saran dan kritik yang bersifat membangun sangat penyusun harapkan demi sempurnanya tugas akhir ini di hari yang akan datang.

Akhir kata semoga Allah S.W.T. memberikan rahmat dan HidayahNya dan semoga tugas akhir ini bermanfaat bagi para pembaca pada umumnya dan penulis khususnya.

Malang, Maret, 2005

Penyusun

DAFTAR ISI

Halaman judul	i
Lembar persetujuan	ii
Daftar kegiatan asistensi	iii
Kata pengantar	iv
Daftar isi	vi
Daftar gambar	xi
Daftar tabel	xii
BAB I PENDAHULUAN	1
1.1 Latar belakang	1
1.2 Rumusan masalah	2
1.3 Batasan masalah	2
1.4 Tujuan	3
1.5 Metode penulisan	3
1.6 Sistematika penulisan	4
BAB II DASAR TEORI	
2.1 Transmisi	5
2.2 Poros	6
2.2.1. Macam – macam poros.....	6
2.2.2. Hal – hal penting perencanaan poros	7
2.2.3. Bahan Poros	8
2.2.4. Rumus Perhitungan Perencanaan poros	13

2.2.4.1 Mencari Tegangan Geser Ijin (τ_a)	13
2.2.4.2 Momen Torsi Ekuivalen (T_e)	13
2.2.4.3 Mencari Diameter Poros	14
2.2.4.4 Mencari Defleksi Puntiran Dari Poros	14
2.3 Pasak	15
2.3.1. Klasifikasi Pasak	15
2.3.2. Rumus Perhitungan Perencanaan pasak	17
2.3.2.1 Menentukan Gaya Tangensial (F)	17
2.3.2.2 Menentukan Tegangan Geser Ijin (τ_k)	17
2.3.2.3 Menentukan Tekanan Permukaan (P)	17
2.4 Bantalan	18
2.4.1. Klasifikasi Bantalan	18
2.4.2. Bahan – bahan Untuk Bantalan Umum	21
2.4.3. Hal – hal yang penting dalam perencanaan	
Bantalan	22
2.4.4. Rumus – rumus perhitungan Perencanaan	
Bantalan	26
2.4.4.1 Untuk Beban Ekuivalen (P_r)	26
2.4.4.2 Menentukan Faktor Kecepatan (F_n)	26
2.4.4.3 Menentukan Faktor Umur (F_h)	26
2.4.4.4 Menentukan Umur Nominal (L_n)	26
2.4.4.5 Menentukan Keandalan Umur	26

2.5	Puli	28
2.5.1.	Bahan Puli	28
2.5.2.	Klasifikasi Puli	28
2.5.3.	Rumus – rumus Dasar Sistem Transmisi Puli	32
2.5.3.1	Momen Torsi Puli	32
2.5.3.2	Diameter Nominal Puli Poros Dudukan Rol	32
2.5.3.3	Menentukan Diameter Luar Puli	33
2.5.3.4	Sudut Kontak	33
2.6	Sabuk – V	33
2.6.1.	Transmisi Sabuk – V	33
2.6.2.	Klasifikasi Sabuk – V	34
2.6.3.	Rumus – rumus Perhitungan Sabuk – V	39
2.6.3.1	Panjang Sabuk (L)	39
2.6.3.2	Jarak Sumbu Poros Sebenarnya	39
2.6.3.3	Kecepatan Sabuk Berputar	40
2.6.3.4	Jumlah Sabuk	40
BAB III	PERHITUNGAN	41
3.1	Spesifikasi Alat penggiling padi tenaga air	41
3.2	Perencanaan Poros	41
3.2.1.	Gaya – gaya yang terjadi pada Poros	42
3.2.1.1	Gaya – gaya Akibat Berat Padi	42
3.2.1.2	Gaya Akibat Torsi, Tegangan Sabuk dan Puli ...	44
3.2.1.3	Gaya – gaya akibat Berat Rol	46

3.2.2. Menghitung reaksi pada poros Rol	46
3.2.2.1 Gaya Reaksi Poros Akibat Beban Vertikal	46
3.2.2.2 Gaya Reaksi Poros Akibat Beban Horisontal	49
3.2.2.3 Momen Torsi Ekuivalen	51
3.2.2.4 Momen Bending Ekuivalen	52
3.2.2.5 Menentukan Diameter Poros	52
3.3. Perencanaan Pasak	53
3.4. Perencanaan Bantalan	56
3.4.1. Menentukan Beban Ekuivalen	57
3.4.2. Menentukan Faktor Kecepatan	57
3.4.3. Menentukan Faktor Umur Bantalan	58
3.4.4. Menentukan Umur Nominal Bantalan	58
3.4.5. Menentukan Keandalan Umur Bantalan	58
3.5. Perencanaan Puli	59
3.5.1. Puli pada Poros rol	59
3.5.2. Puli pada Poros Kincir	60
3.6. Perencanaan Sabuk – V	61
3.6.1. Menentukan Sudut Kontak	62
3.6.2. Menentukan Kecepatan Linier Sabuk	63
3.6.3. Menentukan Bahan Sabuk	63
3.7. Perencanaan Kincir	63

BAB IV PENUTUP	65
4.1. Kesimpulan	65
4.2. Saran – Saran	66

DAFTAR PUSTAKA

LAMPIRAN

DAFTAR GAMBAR

2.1	Macam – macam Pasak	15
2.2	Gaya – gaya geser pada Pasak	17
2.3	Macam – macam Bantalan Gelinding	20
2.4	Macam – macam Bantalan Luncur	21
2.5	Penampang Puli	29
3.1	Poros pada penggiling Padi	41
3.2	Pembebanan akibat Padi pada saat digiling	42
3.3	Skema Beban Merata Padi yang digiling	42
3.4	Beban Vertikal pada Poros Rol	46
3.5	Beban Horisontal Pada Poros Rol	49
3.6	Dimensi Pasak	54
3.7	Bantalan Gelinding	56
3.8	Puli Alur Sabuk – V	59
3.9	Jarak Sumbu Poros	61
3.10	a) Sabuk b) Dimensi Sabuk (potongan) Tipe B	62

DAFTAR TABEL

2.1 Baja karbon untuk konstruksi mesin dan baja batang yang difinish dingin untuk poros	8
2.2 Baja paduan untuk poros	9
2.3 Penggolongan baja secara umum	9
2.4 Standar baja	10
2.5 Faktor-faktor koreksi daya yang akan ditransmisikan (f_c)	11
2.6 Faktor-faktor keamanan perencanaan poros (S_f)	12
2.7 Tabel harga K_m dan K_t	12
2.8 Klasifikasi Pasak dan Alur Pasak	16
2.9 Faktor-faktor V , X , Y dan X_o , Y_o	23
2.10 Harga faktor keandalan	24
2.11 Ukuran bantalan gelinding	25
2.12 Bantalan untuk permesinan dan umurnya	26
2.13 Faktor koreksi	31
2.14 Ukuran puli - V	32
2.15 Panjang sabuk- V standar	37
2.16 Bahan sabuk	38
2.17 Koefisien gesek sabuk terhadap pulley	38

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Dengan semakin meningkatnya perkembangan teknologi industri pembangunan yang semakin meningkat di pedesaan maupun di perkotaan dan kebutuhan manusia yang juga terus meningkat, manusia selalu berusaha menciptakan alat yang dapat membantu dan memudahkan pekerjaan serta untuk meningkatkan produksi, baik untuk perorangan maupun skala industri.

Dalam menyongsong perkembangan jaman yang semakin maju kita dituntut memberikan beberapa alternatif guna menunjang pembangunan. Salah satu contoh yang dapat diberikan adalah penggantian tenaga manusia dengan alat atau mesin dimana alat atau mesin ini sangat membantu serta mempercepat proses pengerjaan yang ternyata dapat menghasilkan keuntungan yang besar. Salah satu jenis alat yang diciptakan adalah alat penggiling padi tenaga air , dengan menggunakan alat ini diharapkan dapat membantu memecahkan masalah yang dihadapi petani padi yang mengolah hasil panennya menjadi bahan yang siap digunakan dan menghemat besarnya biaya.

Alat ini diciptakan seiring dengan perkembangan jaman sekarang menjadi peralatan yang lebih baik seiring dengan perkembangan teknologi dewasa ini. Hal ini dapat meningkatkan produktivitas secara maksimal dan efisien waktu.

1.2 Rumusan Masalah

Berdasarkan latar belakang tersebut diatas dimana dituntut untuk merencanakan alat penggiling padi tenaga air, maka dibuat rumusan masalah yang meliputi :

Transmisi :

- Perencanaan poros.
- Perencanaan Pasak
- Perencanaan Bantalan.
- Perencanaan Puli
- Perencanaan Sabuk.

1.3 Batasan Masalah

Dari rumusan masalah maka penulis menetapkan batasan masalah yang akan dibahas yaitu meliputi:

Transmisi :

- Perencanaan poros.
- Perencanaan Pasak
- Perencanaan Bantalan.
- Perencanaan Puli
- Perencanaan Sabuk.

1.4 Tujuan

Berdasarkan rumusan masalah diatas, maka tujuan perencanaan ini adalah:

Mampu merencanakan Transmisi pada alat penggiling padi tenaga air, menentukan dimensi dan pemilihan komponen dan pemilihan material yang digunakan.

1.5 Metode Penulisan

Sistem penulisan ini disusun dengan beberapa pokok pembahasan (BAB) untuk mempermudah penyusun menggunakan metode yang sudah umum digunakan untuk membahas permasalahan baik data maupun perhitungannya dalam pembahasannya, yaitu dengan metode sebagai berikut:

1. Metode literatur (Pustaka)
yang mengacu pada studi kepustakaan yaitu penerapan dari buku referensi yang digunakan, seperti yang tercantum dalam referensi atau pustaka.
2. Metode observasi
yang melakukan pengamatan langsung dilapangan dan pencarian data-data khususnya yang berhubungan dengan perencanaan sistem mesin yang digunakan.
3. Pembinaan dari dosen pembimbing yang mana memberi petunjuk dan pengarahan pada penulis dalam segala hal yang erat hubungannya dengan penyusunan tugas akhir ini.

1.6 Sistematika Penulisan

Adapun sistematika penulisan tugas akhir ini adalah sebagai berikut:

BAB I PENDAHULUAN

Didalam bab ini diuraikan tentang latar belakang masalah, rumusan masalah, batasan masalah, tujuan, kontribusi dan metode penulisan serta sistematika penulisan.

BAB II LANDASAN TEORI

Dalam bab ini, membahas dasar-dasar teori tentang transmisi yang meliputi perencanaan transmisi dan perhitungan transmisi.

BAB III PERHITUNGAN

Pada bab ini, membahas tentang perhitungan komponen-komponen alat yang berhubungan dengan pembahasan transmisi dalam merencanakan alat penggiling padi tenaga air yang akan digunakan serta rekapitulasi hasil perhitungan.

BAB IV PENUTUP

Pada bab ini, penulis memberikan kesimpulan dan saran-saran dalam penyusunan tugas akhir ini.

DAFTAR PUSTAKA

LAMPIRAN

BAB II

LANDASAN TEORI

2.1 Transmisi

Perencanaan adalah suatu kreasi untuk mendapatkan suatu hasil akhir dengan mengambil suatu tindakan yang jelas, atau suatu kreasi atau sesuatu yang mempunyai kenyataan fisik.

Dalam bidang teknik, hal ini masih menyangkut suatu proses dimana prinsip – prinsip ilmiah dan alat – alat teknik seperti matematika, computer dan bahasa dipakai, dalam menghasilkan suatu rancangan yang kalau dilaksanakan akan memenuhi kebutuhan manusia.

Perencanaan mesin mencakup semua perencanaan mesin, berarti perencanaan dari system dan segala yang berkaitan dengan sifat mesin, elemen mesin, struktur dan instrument, dalam perencanaan alat penggiling padi tenaga air, perencanaan transmisi yang akan dibahas atau yang akan direncanakan meliputi :

1. Perencanaan Poros
2. Perencanaan Pasak
3. Perencanaan Bantalan
4. Perencanaan Puli
5. Perencanaan Sabuk – V

2.2 Poros

Poros merupakan salah satu bagian terpenting dari setiap mesin, hampir semua mesin mempergunakan poros untuk meneruskan putaran utama, dalam transmisi tersebut dipegang oleh poros.

2.2.1 Macam – macam Poros

1. Poros transmisi (line shaf)

Adalah suatu poros yang menstransmisikan daya putaran diantara poros satu dengan poros yang lain

2. Shaft

Adalah suatu poros yang berfungsi untuk meneruskan putaran dari mesin ke deferensial. Contoh : Poros propeller.

3. Gandar (Axle)

Adalah suatu poros yang juga sebagai penyangga.

Contoh :

Poros roda belakang mobil.

4. Spindel (Spindle)

Adalah suatu poros yang tahan terhadap momen bending dan momen puntir atau torsi. Contoh : Poros kepala tetap mesin bubut.

5. Crankshaf

Adalah suatu poros yang mengubah era translasi dari torak menjadi gerak rotasi atau putaran.

6. Poros luwes

Poros yang berfungsi untuk memindahkan daya dari dua mekanisme, dimana perputaran poros membentuk sudut dengan poros lainnya. Daya yang dipindahkan kecil.

2.2.2 Hal – Hal yang Penting Dalam Perencanaan Poros

1. Kekuatan Poros

Poros transmisi dapat mengalami beban puntir atau lentur, juga ada poros yang mengalami beban tarik dan tekan seperti poros baling – baling kapal atau turbin dan lain - lain, sehingga poros harus direncanakan hingga cukup kuat untuk menahan beban – beban tersebut.

2. Kekakuan Poros

Poros akan mengalami beban lentur atau defleksi puntir, karena itu kekakuan poros harus diperhatikan dan disesuaikan dengan jenis mesin yang akan menggunakan poros tersebut.

3. Putaran Kritis

Poros harus direncanakan sedemikian rupa sehingga putaran kerjanya lebih rendah dari putaran kritisnya.

4. Korosi

Bahan – bahan tahan korosi harus dipilih untuk propeller dan pompa bila terjadi kontak dengan media yang korosif. Demikian pula untuk poros yang terancam kavitasi dan poros yang berhenti lama.

2.2.3 Bahan Poros

Dalam perencanaan pembuatan poros perlu diperhatikan adalah bahan poros. Secara umum untuk poros dengan diameter 3 - 3½ in dipergunakan bahan yang dibuat dengan pengerjaan dingin, baja karbon. Baja yang dioksidasi dengan ferro silicon dan dicor. Bahan Poros harus bersifat tahan aus umumnya dibuat dari baja paduan dengan pengerasan kulit yang sangat tahan terhadap keausan.

Tabel 2.1 Baja karbon untuk Konstruksi Dan Baja Batang Yang defenisi Untuk Poros

Standar dan Macam	Lambang	Perlakuan Panas	Kekuatn tarik (kg/mm ²)	Keterangan
Baja karbon konstruksi mesin (JIS G 4501)	S30C	Penormalan	48	
	S35C	"	52	
	S40C	"	55	
	S45C	"	58	
	S50C	"	62	
	S55C	"	66	
Batang baja yang difinis dingin	S35C-D	-	53	Ditarik dingin, digerinda, dibubut, atau gabungan antara hal-hal tersebut.
	S45C-D	-	60	
	S55C-D	-	72	

Sumber : Sularso-Koyukatsusuga, *Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin*

Pradnya Paramita, Jakarta, 1997, hal: 3

Tabel 2.2 Baja Paduan Untuk Poros

Standar dan macam	Lambang	Perlakuan panas	Kekuatan tarik (kg/mm ²)
Baja khrom nikel (JIS G 4102)	SNC 2	-	85
	SNC 3	-	95
	SNC 21	pengerasan kulit	80
	SNC 22	"	100
Baja khrom nikel molibden (JIS G 4103)	SNCM 1	-	85
	SNCM 2	-	95
	SNCM 7	-	100
	SNCM 8	-	105
	SNCM 22	pengerasan kulit	90
	SNCM 23	"	100
Baja khrom (JIS G 4104)	SCr 3	-	90
	SCr 4	-	95
	SCr 5	-	100
	SCr 21	pengerasan kulit	80
	SCr 22	"	85
Baja khrom molibden (JIS G 4105)	SCM 2	-	85
	SCM 3	-	95
	SCM 4	-	100
	SCM 5	-	105
	SCM 21	pengerasan kulit	85
	SCM 22	"	95
	SCM 23	"	100

Sumber : Sularso-Koyukatsusuga, *Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin*

Pradnya Paramita, Jakarta, 1997, hal: 3

Pada umumnya baja diklasifikasikan atas baja lunak, baja liat, baja agak keras yang banyak dipilih untuk poros. Kandungan karbon dapat dilihat dalam tabel 2.3. Baja agak keras pada umumnya yang di 'kill' apabila diberi perlakuan panas secara tepat dapat menjadi bahan poros yang baik.

Tabel 2.3 Penggolongan baja secara umum.

Golongan	Kadar C (%)
Baja lunak	- 0,15
Baja liat	-0,2 – 0,3
Baja agak keras	0,3 – 0,5
Baja keras	0,5 – 0,8
Baja sangat keras	0,8 – 1,2

Sumber : Sularso-Koyukatsusuga, *Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin*

Pradnya Paramita, Jakarta, 1997, hal:4

Meski demikian untuk perencanaan yang baik, tidak dapat dianjurkan untuk memilih baja atas dasar klasifikasi yang terlalu umum. Sebaiknya pemilihan bahan dilakukan atas dasar standart yang ada.

Tabel 2.4 Standart baja

Nama	Standar Jepang	Standar Amerika (AISI), Inggris (BS), dan Jerman (DIN)
Baja karbon konstruksi mesin	S25C	AISI 1025, BS060A25
	S30C	AISI 1030, BS060A30
	S35C	AISI 1035, BS060A35, DIN C35
	S40C	AISI 1040, BS060A40
	S55C	AISI 1045, BS060A45, DIN C45, CK45
	S50C	AISI 1050, BS060A50, din St 50.11
	S55C	AISI 1055, BS060A55
Baja tempa	SF 40,45 50, 55	ASTM A105-73
Baja nikel khrom	SNC	BS 653M31
	SNC22	BS En36
Baja nikel khrom molibden	SNCM 1	AISI 4337
	SNCM 2	BS830M31
	SNCM 7	AISI 8645, BS En100D
	SNCM 8	AISI 43440, BS817M40
	SNCM 22	AISI 4315
	SNCM 23	AISI 4320, BS En325
	SNCM 25	BS En39B
Baja khrom	SCr 3	AISI 5135, BS530A36
	SCr 4	AISI 5140, BS530A40
	SCr 5	AISI 5145
	SCr 21	AISI 5115
	SCr 22	AISI 5120
Baja khrom molibden	SCM2	AISI 4130, DIN 34CrMo4
	SCM3	AISI 4135, BS708A37, DIN 34CrMo4
	SCM4	AISI 4140, BS708M40, DIN42CrMo4
	SCM5	AISI 4145, DIN50CrMo4

*Sumber : Sularso-Koyukatsu suga, Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin
Pradnya Paramita, Jakarta, 1997, hal: 4*

Beberapa hal yang perlu diperhatikan juga adalah jenis beban yang dikenakan pada poros, yaitu:

- Poros dengan beban puntir.
- Poros dengan beban lentur, atau
- Poros dengan beban kombinasi (puntir dan lentur).

Jika P adalah daya nominal output dari motor penggerak, maka berbagai macam faktor keamanan biasanya diambil dalam perencanaan, sehingga faktor koreksi pertama dapat diambil kecil. Faktor koreksi tersebut dapat dilihat pada tabel 2.5.

Tabel 2.5 Faktor-faktor koreksi daya yang akan ditransmisikan (f_c)

Daya yang akan ditransmisikan	f_c
Daya rata-rata yang diperlukan	1,2 – 2,0
Daya maksimum yang diperlukan	0,8 – 1,2
Daya normal	1,0 – 1,5

Sumber: *Sularso-Kiyokatsu Suga, Dasar Perencanaan Dan Pemilihan Elemen Mesin, Pradnya Paramita, Jakarta, 1987, hal: 7.*

Sementara itu dalam penentuan tegangan geser izin τ_a (kg/mm^2) untuk pemakaian umum pada poros dapat diperoleh atas kelelahan puntir yang besarnya diambil 40% dari batas kelelahan tarik yang besarnya kira-kira 45% dari kekuatan tarik σ_b (kg/mm^2). Jadi batas kekuatan tarik σ_b , sesuai dengan standar ASME. Untuk faktor keamanannya dapat diambil dari tabel 2.6.

Tabel 2.6 Faktor-faktor keamanan perencanaan poros (S_f)

Jenis Bahan	Faktor Kekuatan bahan (S_{f1})	Faktor lain-lain (S_{f2})
Bahan SF	5,6	1,3 – 3,0
Bahan S-C dengan pengaruh masa dan baja paduan	6,0	1,3 – 3,0

Sumber: Sularso-Kiyokatsu Suga, *Dasar Perencanaan Dan Pemilihan Elemen Mesin*, Pradnya Paramita, Jakarta, 1987, hal: 8.

Dalam praktek yang sebenarnya, poros mendapatkan torsi dan momen bending yang berfluktuasi. Untuk merencanakan poros lurus dan poros counter, maka haruslah mempertimbangkan adanya faktor kombinasi shock dan fatigue didalam menghitung momen torsi (T) dan momen bending (M). Suatu poros yang mendapatkan beban kombinasi perlu memperhatikan faktor kombinasi shock dan fatigue untuk bending (K_m) dan faktor kombinasi shock dan fatigue untuk torsi (K_t). Penyesuaian harga faktor ini dapat diambil pada tabel 2.7.

Tabel 2.7 Tabel Harga K_m dan K_t

Sifat Pembebanan	K_m	K_t
1. Untuk poros stationer		
(a) Pembebanan gradual	1	1
(b) Pembebanan tiba-tiba	<u>1,5 – 2,0</u>	<u>1,5 – 2,0</u>
2. Untuk poros berputar		
(a) Pembebanan gradual	1,5	1
(b) Pembebanan gradual tiba-tiba dengan shock kecil	1,5 – 2,0	1,0 – 1,5
(c) Pebebanan tiba-tiba dengan major shock	2,0 – 3,0	1,5 – 3,0

Sumber: Soeparno Djiwo, Ir., MT., *Diktat Elemen Mesin (Poros-Pasak-Bantalán)*, ITN, Malang, 2002, hal: 21.

2.2.4. Rumus Perhitungan Perencanaan Poros

Poros disini menerima beban gabungan yaitu beban lentur dan puntir maka bahan yang dipakai harus kuat untuk menerima kedua beban tersebut. Untuk faktor keamanan Sf_1 pada bahan S-C dan baja paduan adalah 6,0. Karena poros direncanakan diberi alur dan bertangga maka pengaruh konsentrasi tangga cukup besar disamping kekasaran permukaan yang harus benar – benar diperhatikan. Untuk faktor keamanan SF_2 Pada kedua pengaruh tersebut sebesar 1.3 – 3,0

2.2.4.1 Mencari Tegangan Geser Ijin (τ_a)

$$\tau_a = \frac{\tau_b}{Sf_1 \cdot Sf_2} \text{ Kg / mm} \dots\dots\dots (\text{Sularso, hal 8})$$

Dimana :

τ_b = Kekuatan tarik bahan.

Sf_1 = Faktor keamanan karena bahan S-C

Sf_2 = Faktor keamanan karena beban dan kekerasan

2.2.4.2 Momen Torsi Ekuivalen (T_e)

(Soeparno Djiwo, 2002;hal:3)

$$T_e = \sqrt{(k_m x M)^2 + (K_t x T)^2} \text{ kg.mm}$$

Sedangkan momen bending ekuivalen (M_e):

$$M_e = \frac{1}{2} \left[K_m \cdot M + \sqrt{(K_m \cdot M)^2 + (K_t \cdot T)^2} \right] \text{ kg.mm}$$

K_m = Faktor koreksi karena beban dan tumbukan ringan = 2,0

2.2.4.3 Mencari Diameter Poros

(Soeparno Djiwo, 2002;hal:12)

- Berdasarkan Teori Guest

$$M_e = \frac{\pi}{32} \sigma_a \cdot d^3 \text{ kg.mm}$$

Sehingga untuk menentukan diameter poros:

$$d^3 = \frac{M_e \cdot 32}{\pi \cdot \sigma_b} \text{ mm}$$

- Berdasarkan Teori Rankine

$$T_e = \frac{\pi}{16} \tau_a \cdot d^3 \text{ kg.mm}$$

Sehingga untuk menentukan diameter poros:

$$d^3 = \frac{T_e \cdot 16}{\pi \cdot \tau_a} \text{ mm}$$

Untuk menentukan diameter mana yang akan dipakai, biasanya diambil dari hasil yang terbesar dari 2 (dua) teori diatas.

2.2.4.4 Mencari Defleksi Puntiran Dari Poros

$$\theta = 584 \frac{T \cdot L}{G \cdot d^3} \dots\dots\dots (\text{Sularso, hal 18})$$

Dimana :

θ = Defleksi puntiran ($^{\circ}$)

L = Panjang poros (mm)

G = Modulus geser untuk baja $8,3 \times 10^3$

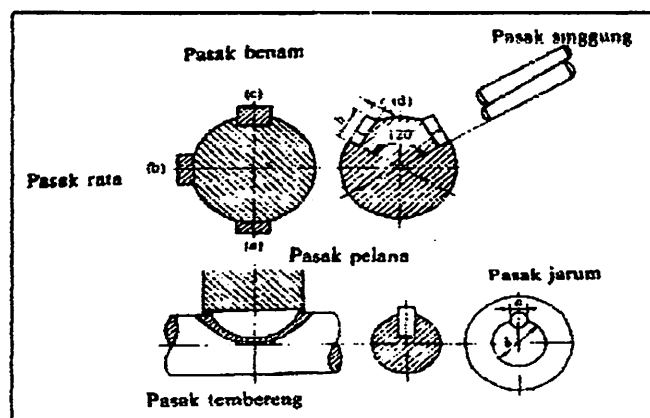
2.3 Pasak

Pasak adalah elemen dari mesin yang digunakan untuk menyambung, dan untuk menjaga hubungan putaran relatif antara poros dari mesin dengan elemen seperti roda gigi, puli, sprocket, cam, roda gila dan sebagainya, yang disambungkan dengan poros.

Pada umumnya pasak dipilih bahan yang mempunyai kekuatan tarik 60 kg/mm², lebih kuat dari porosnya, kadang sengaja dipilih bahan yang lemah untuk pasak, sehingga pasak lebih dulu rusak dari pada poros disebabkan harga pasak lebih murah serta mudah dalam pengantiannya.

2.3.1 Klasifikasi Pasak

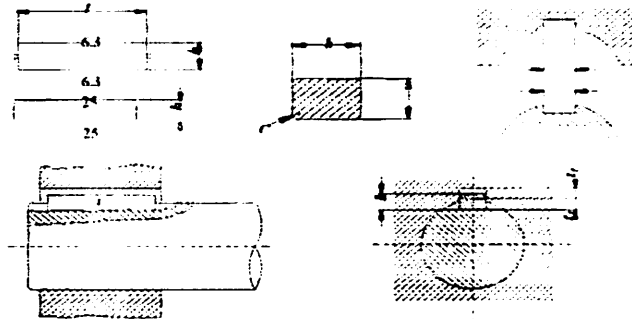
Pasak dapat dibedakan menurut letaknya pada poros antara lain : pasak plana, pasak rata, pasak benam dan pasak benam, yang pada umumnya berpenampang segi empat. Dalam arah memanjang dapat berbentuk prismatis atau berbentuk tirus. Pasak benam prismatic ada yang khusus dipakai sebagai pasak luncur. Disamping macam diatas ada pula pasak tembereng dan pasak jarum. Ini dapat dilihat pada gambar 2.1.



Gambar 2.1 Macam – macam Pasak

Sumber : Sularso-Koyukatsusuga, *Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin*
Pradnya Paramita, Jakarta, 1997, hal: 24

Tabel 2.8 Klasifikasi Pasak dan Alur Pasak



Ukuran Nominal pasak	Ukuran standar pasak	Ukuran standar h		C	L	Ukuran Standar t ₁	Ukuran standar t ₂			r ₁ dan r ₂	Referensi
		Pasak prismatis Pasak lancur	Pasak tirus				Pasak prismatis	Pasak lancur	Pasak tirus		
2 x 2 3 x 3 4 x 4 5 x 5 6 x 6	2 3 4 5 6	2 3 4 5 6		0.16 - 0.25	6 - 20 6 - 36 8 - 45 10 - 56 14 - 70	1.2 1.8 2.5 3.0 3.5	1.0 1.4 1.8 2.3 2.8		0.5 0.9 1.2 1.7 2.2	0.08 - 0.16	Lebih dari 6-8 " 8-10 " 10-12 " 12-17 " 17-22
(7 x 7) 8 x 7 10 x 8 12 x 8 14 x 9	7 8 10 12 14	7 7 7 8 9	7.2	0.25 - 0.40	16 - 80 18 - 90 22 - 110 28 - 140 36 - 160	4.0 4.0 5.0 5.0 5.5	3.0 3.5 3.3 3.3 3.8		3.0 2.4 2.4 2.4 2.9	0.6 - 0.25	Lebih dari 20-25 " 25-30 " 30-38 " 38-44 " 44-50
(15 x 10) 16 x 10 18 x 11 20 x 12 22 x 14	15 16 18 20 22	10 10 10 11 12 14	10.2	0.40 - 0.60	40 - 180 45 - 180 50 - 200 56 - 220 63 - 250	5.0 6.0 7.0 7.5 9.5	5.0 5.5 4.3 4.4 4.9 5.4		5.0 3.4 3.4 3.9 4.4	0.25 - 0.40	Lebih dari 50-55 " 55-58 " 58-65 " 65-75 " 75-85
(24 x 16) 25 x 14 28 x 16 32 x 18	24 25 28 32	16 14 16 18	16.2	0.60 - 0.80	70 - 280 70 - 280 80 - 320 90 - 360	8.0 9.0 10.0 11.0	8.0 8.5 5.4 6.4 7.4		8.0 4.4 5.4 6.4	0.40 - 0.60	Lebih dari 80-85 " 85-95 " 95-110 " 110-130

Sumber : Sularso-Koyukatsusuga, *Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin*
Pradnya Paramita, Jakarta, 1997, hal: 10

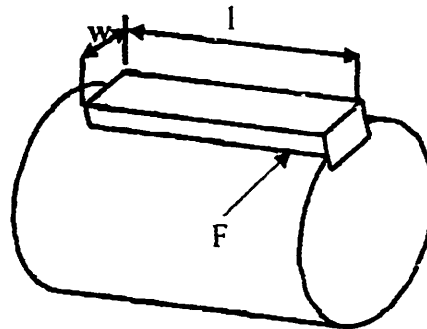
2.3.2 Rumus – rumus Perhitungan Dalam Perencanaan Pasak

2.3.2.1 Menentukan Gaya Tangensial (F)

$$F = \frac{T}{ds/2} \text{ Kg} \dots\dots\dots (\text{Sularso hal 25})$$

2.3.2.2 Menentukan Tegangan Geser Ijin (τk)

$$\tau k = \frac{F}{b.l} \text{ Kg/mm}^2 \dots\dots\dots (\text{Sularso, hal 25})$$



Gambar 2.2 Gaya Geser pada Pasak

Sumber : Sularso-Koyukatsusuga, Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin
Pradnya Paramita, Jakarta, 1997, hal: 25

2.3.2.3 Menentukan Tekanan Permukaan (P)

$$P = \frac{F}{l.(t_1 + t_2)} \text{ Kg/mm}^2 \dots\dots\dots (\text{Sularso, hal 27})$$

Dimana :

F = Gaya tangensial (Kg)

l = Panjang pasak (mm)

t₁ = Kedalaman alur pasak pada poros (mm)

t₂ = Kedalaman alur pasak pada naf (mm)

Dari harga tekanan permukaan yang diizinkan P_a (Kg) Panjang pasak yang diperlukan dapat dihitung dari :

$$P_a \geq \frac{F}{l \cdot (t_1 + t_2)}$$

Harga P_a adalah sebesar 8 (kg /mm²) Untuk poros dengan diameter kecil, 10 (Kg/mm²) Untuk poros dengan diameter besar, dan setengah dari harga – harga di atas untuk poros berputaran tinggi.

Perlu diperhatikan bahwa lebar pasak sebaiknya antara 25-35 (%) dari diameter poros, dan panjang pasak jangan terlalu panjang dibandingkan dengan diameter poros (antara 0,75 sampai 1,5 d_s). Karena lebar dan tinggi pasak sudah distandarkan, maka beban yang ditimbulkan oleh gaya F yang besar hendaknya diatasi dengan menyesuaikan panjang pasak.

2.4 Bantalan

Bantalan adalah elemen mesin yang menumpu poros yang berbeban sehingga putaran atau gesekan bolak-baliknya dapat berlangsung secara halus, aman dan panjang usia pemakaiannya. Bantalan harus cukup kokoh untuk memungkinkan poros suatu mesin bekerja dengan baik.

2.4.1 Klasifikasi Bantalan

Bantalan dapat diklasifikasikan berdasarkan:

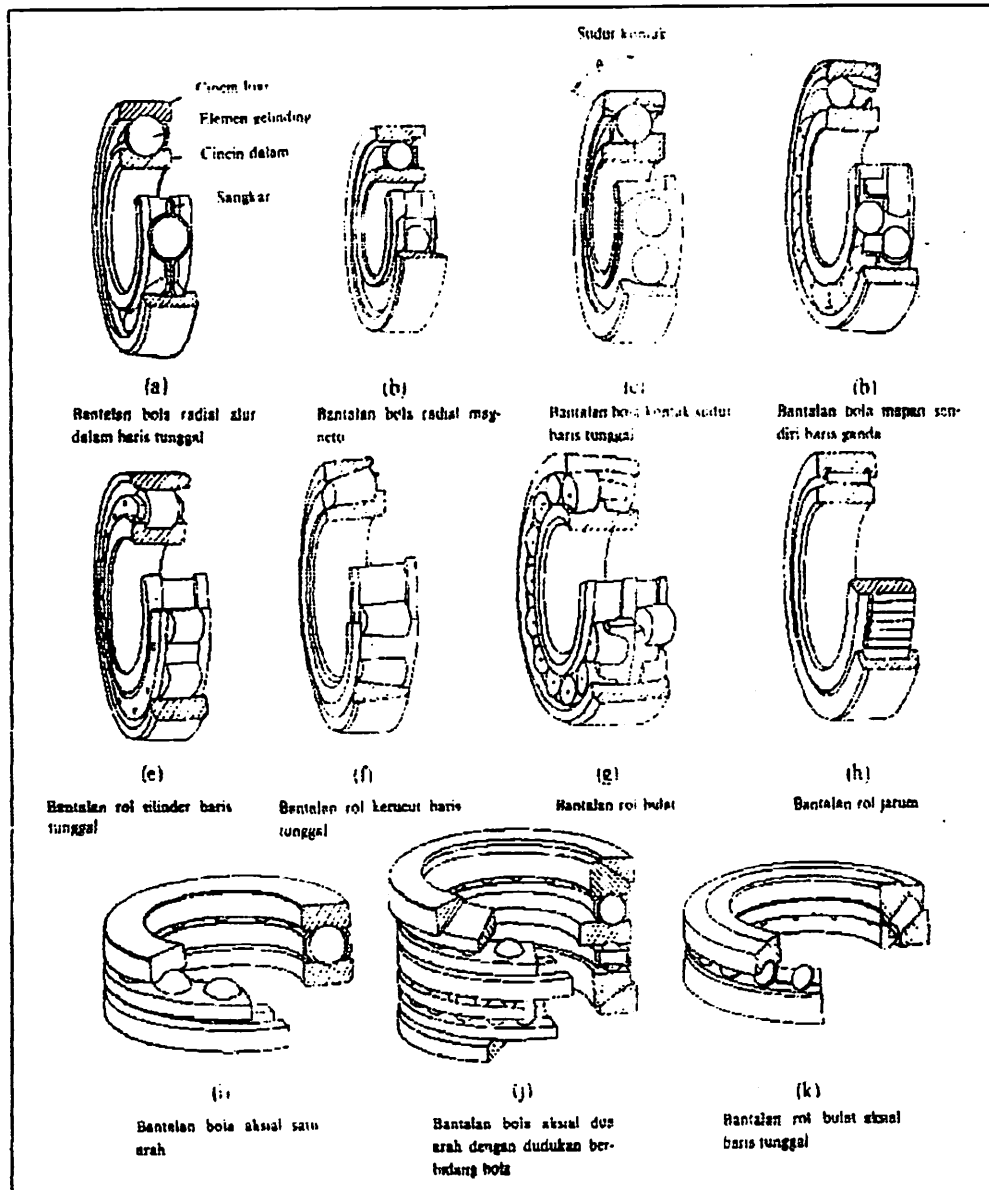
A. Atas dasar gerakan bantalan terhadap poros.

1. Bantalan luncur, pada bantalan ini terjadi gesekan luncur antara poros dengan bantalan karena permukaan poros ditumpu oleh permukaan bantalan dengan perantara lapisan pelumas.

2. Bantalan gelinding, pada bantalan ini terjadi gesekan gelinding antara bagian yang berputar dengan yang diam melalui pitment gelinding seperti bola (peluru), roll jarum dan roll bulat.

B. Atas dasar arah terhadap poros

1. Bantalan radial, arah beban yang ditumpu bantalan ini adalah tegak lurus sumbu poros.
2. Bantalan aksial, arah beban bantalan ini sejajar dengan sumbu poros.
3. Bantalan gelinding khusus, bantalan ini dapat menumpu beban yang jaraknya sejajar dan tegak lurus dengan sumbu poros.

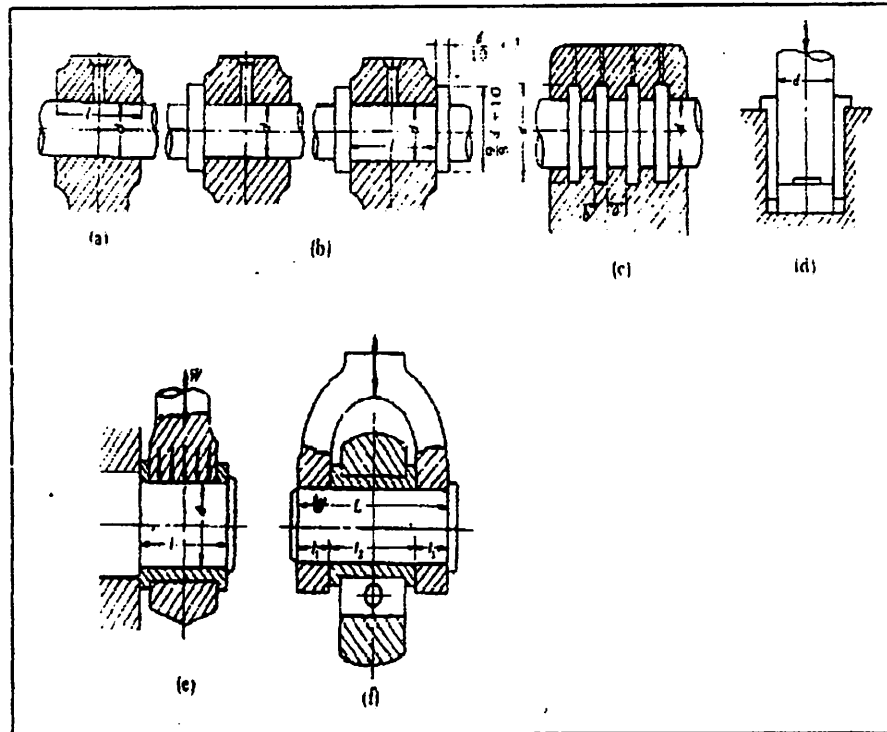


Gambar 2.3

Macam-macam bantalan gelinding

Sumber: Sularso, Kiyokatsu Suga, *Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin*,

Pradya Paramita, Jakarta, 1997, hal 129



Gambar 2.4

Macam-macam bantalan luncur

Sumber: Sularso, Kiyokatsu Suga, Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, Pradya Paramita, Jakarta, 1997, hal 104

2.4.2 Bahan Bahan Untuk Bantalan Umum

- a. *paduan tembaga* termasuk dalam golongan ini adalah perunggu fosfor dan perunggu timah hitam yang sangat baik terhadap ketahanan karat, tahan terhadap kelelahan dan dalam penurunan - penurunan panas kekuatannya membuat bahan ini sangat baik untuk bantalan mesin perkakas kandungan timah yang sangat tinggi dapat mempertinggi sifat anti las.
- b. *Logam putih* termasuk dalam logam ini adalah logam putih berdasar Sn (yang biasa disebut logam babit) dan logam putih

berdasar Pb keduanya biasanya di pakai dalam logam pendukungnya

Bahan bantalan yang konvensional ini telah mengalami perbaikan dengan memakai berbagai tambahan sekaligus ketahanan terhadap temperatur dan kelelahan serta kekutan menjadi berkurang sebagai contoh Sb dan Cu di tambahkan untuk ketahanan terhadap korosi atau di tambahkan Pb untuk menambah kemampuan menyesuaikan terhadap perubahan bentuk. Aneka ragam alat ini mempunyai pemakaian yang sangat luas.

2.4.3 Hal-hal Yang Penting Dalam Perencanaan Bantalan

Dalam perencanaan bantalan perlu diperhatikan perhitungan beban ekuivalen yang terdiri dari:

a) **Beban ekuivalen dinamis.**

Suatu beban yang besarnya sedemikian rupa hingga memberikan umur yang sama dengan umur yang diberikan oleh beban dan kondisi putaran sebenarnya.

b) **Beban ekuivalen statis.**

Jika suatu deformasi permanent, ekuivalen dengan deformasi permanent maksimum yang terjadi karena kondisi beban statis yang sebenarnya pada bagian dimana elemen gelinding membuat kontak dengan cincin pada tegangan maksimum, maka beban yang menimbulkan deformasi tersebut dinamakan beban ekuivalen statis.

Dalam hal perhitungan umur nominal bantalan, maka perlu diperhatikan faktor-faktor V , X , Y dan X_0 , Y_0 seperti pada tabel 2.9

Tabel 2.9 Faktor-faktor V, X, Y dan X_o, Y_o.

Jenis bantalan	Beban putar pd cincin dalam	Beban putar pada cincin luar	Baris tunggal		Baris ganda				e	Baris tunggal		Baris ganda					
			$F_d/VF_r > e$		$F_d/VF_r \leq e$ & $F_d/VF_r > e$					X _o	Y _o	X _o	Y _o				
			X	Y	X	Y	X	Y									
Bantalan bola alur dalam	$F_d/C_d = 0,014$	1	1,2	0,5	1	0	0,56	2,30	0,19	0,6	0,5	0,6	0,5				
	=							1,99	0,22								
	0,028							1,71	0,26								
	=							1,55	0,28								
	0,056							1,45	0,30								
	=							1,31	0,34								
	0,084							1,15	0,38								
	= 0,11							1,04	0,42								
	= 0,17							1,00	0,44								
	= 0,28																
= 0,42																	
= 0,56																	
Bantalan bola sudut	$\alpha = 20^\circ$	1	1,2	0,3	1	0,55	0,57	0,4	1,00	0,57	0,4	0,84					
	$= 25^\circ$							3	0,87	0,92	0,67	1,41	0,68	2	0,76		
	$= 30^\circ$							2,4	0,77	0,78	0,63	1,24	0,60	0,3	0,66		
	$= 35^\circ$							1	0,66	0,66	0,60	1,07	0,95	8	0,58		
	$= 40^\circ$							0,3	0,57	0,55	0,57	0,93	1,14	0,5	0,3	1	0,52
								9						3	0,2		
								0,3						9			
								7						0,2			
	0,3						9										
	5						6										

Sumber: Sularso-Kiyokatsu Suga, *Dasar Perencanaan Dan Pemilihan Elemen Mesin*, Pradnya Paramita, Jakarta, 1997, hal: 135

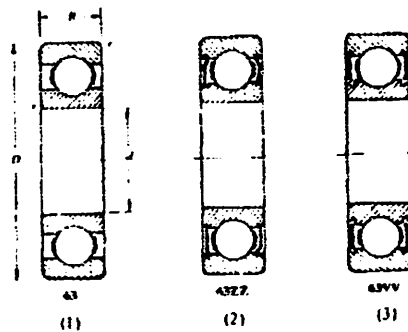
Dengan bertambah panjang umur karena adanya perbaikan besar dalam mutu bahan dan karena tuntutan keandalan yang lebih tinggi, maka bantalan modern direncanakan dengan umur nominal Ln dikalikan dengan faktor koreksi (tabel 2.10).

Tabel 2.10 Harga Faktor Keandalan

Faktor keandalan (%)	L_n	a_1
90	L_{10}	1
95	L_5	0,62
96	L_4	0,53
97	L_3	0,44
98	L_2	0,33
99	L_1	0,21

Sumber: Sularso-Kiyokatsu Suga, Dasar Perencanaan Dan Pemilihan Elemen Mesin,
Pradnya Paramita, Jakarta, 1997, hal: 135

Tabel 2.11 Ukuran Bantalan Gelinding



Jenis terbuka	Nomor bantalan		Ukuran luar (mm)				Kapasitas nominal dinamis spesifik C (kg)	Kapasitas nominal statis spesifik Co (kg)
	Dua sekat	Dua sekat tanpa kontak	d	D	B	r		
6000			10	26	8	0,5	360	196
6001	6001ZZ	6001VV	12	28	8	0,5	400	229
6002	02ZZ	02VV	15	32	9	0,5	440	263
6003	6003ZZ	6003VV	17	35	10	0,5	470	296
6004	04ZZ	04VV	20	42	12	1	735	245
6005	05ZZ	05VV	25	47	12	1	790	530
6006	6006ZZ	6006VV	30	55	13	1,5	1030	740
6007	07ZZ	07VV	35	62	14	1,5	1250	915
6008	08ZZ	08VV	40	68	15	1,5	1310	1010
6009	6009ZZ	6009VV	45	75	16	1,5	1640	1320
6010	10ZZ	10VV	50	90	16	1,5	1710	1430
6200	6200ZZ	6200VV	10	30	9	1	400	236
6201	01ZZ	01VV	12	32	10	1	535	305
6202	02ZZ	02VV	15	35	11	1	600	360
6203	6203ZZ	6203VV	17	40	12	1	750	460
6204	04ZZ	04VV	20	47	14	1,5	1000	635
6205	05ZZ	05VV	25	52	15	1,5	1100	7030
6206	6206ZZ	6206VV	30	62	16	1,5	1530	1050
6207	07ZZ	07VV	35	72	17	2	2010	1430
6208	08ZZ	08VV	40	80	18	2	2380	1650
6209	6209ZZ	6209VV	45	85	19	2	2570	1880
6210	10ZZ	10VV	50	90	20	2	2750	2100
6300	6300ZZ	6300VV	10	35	11	1	635	365
6301	01ZZ	01VV	12	37	12	1,5	760	450
6302	02ZZ	02VV	15	42	13	1,5	895	545
6303	6303ZZ	6303VV	17	47	14	1,5	1070	660
6304	04ZZ	04VV	20	52	15	2	1250	785
6305	05ZZ	05VV	25	62	17	2	1610	1080
6306	6306ZZ	6306VV	30	72	19	2	2090	1440
6307	07ZZ	07VV	35	80	20	2,5	2620	1840
6308	08ZZ	08VV	40	90	23	2,5	3200	2300
6309	6309ZZ	6309VV	45	100	25	2,5	4150	3100
6310	10ZZ	10VV	50	110	27	3	4850	3650

Sumber: Sularso-Kiyokatsu Suga, *Dasar Perencanaan Dan Pemilihan Elemen Mesin*,

Pradnya Paramita, Jakarta, 1997, hal: 143

Bantalan untuk permesinan dapat digolongkan dari umur nominal L_n dan faktor beban f_w yang dibahas pada tabel 2.12.

Tabel 2.12 Bantalan untuk permesinan serta umurnya.

Umur L_n Faktor beban f_w		2000 - 4000 (jam)	5000 - 15000 (jam)	<u>20000 - 30000 (jam)</u>	40000 - 60000 (jam)
		Pemakaian jarang	Pemakaian sebentar-sebentar (tidak terus menerus)	<u>Pemakaian terus-menerus</u>	Pemakaian terus-menerus dengan keandalan tinggi
1 - 1,1	Kerja halus tanpa tumbukan	Alat listrik rumah tangga, sepeda	Konveyor, mesin pengangkat, lift, tangga jalan	Pompa, poros transmisi, se-parator, pengayak, mesin perakas, pres putar, separator sentrifugal, sentrifus pemurni gula, motor listrik.	Poros transmisi utama yang memegang peranan penting, motor-motor listrik yang penting.
1,1 - 1,3	Kerja biasa	Mesin pertanian Gerinda tangan	Otomobil, mesin jahit	Motor kecil, roda meja, pemegang pinyon, roda gigi reduksi, kereta rel.	Pompa penguras, mesin pabrik kertas, rol kalender, kipas angin, kran, penggiling bola, motor utama kereta rel listrik
1,2 - 1,5	Kerja dengan getaran atau tumbukan			Penggetar, penghancur	

Sumber: Sularso-Kiyokatsu Suga, Dasar Perencanaan Dan Pemilihan Elemen Mesin, Pradnya Paramita, Jakarta, 1997, hal: 137

2.4.4 Rumus – rumus Perhitungan dalam Perencanaan Bantalan

2.4.4.1 Untuk Beban Ekuivalen (P_r)

$$P_r = X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a \quad (\text{kg}) \dots\dots\dots (\text{Sularso, 1997; hal: 135})$$

Dimana:

V, X, Y = Faktor susunan (bola/roll) bantalan gelinding (tabel 2.9)

F_r = Beban radial (kg)

F_a = Beban aksial (kg)

2.4.4.2 Menentukan Faktor Kecepatan (Fn)

- Untuk bantalan bola

$$f_n = \left(\frac{33,3}{n} \right)^{1,3} \dots\dots\dots (Sularso, 1997;hal:136)$$

Dimana:

n = Kecepatan putar (rpm)

- Untuk bantalan roll

$$f_n = \left(\frac{33,3}{n} \right)^{3/10} \dots\dots\dots (Sularso, 1997;hal:136)$$

2.4.4.3 Menentukan Faktor Umur (Fh)

$$f_h = f_n \frac{C}{P} \dots\dots\dots (Sularso, 1997;hal:136)$$

Dimana:

C = Kapasitas nominal dinamis spesifik (lihat tabel 2.11)

2.4.4.4 Menentukan Umur Nominal Bantalan (Lh)

$$L_h = 500(f_h)^3 \dots\dots\dots (Sularso, 1997;hal:136)$$

2.4.4.5 Menentukan Keandalan Umur (Ln)

$$L_n = a_1 \cdot a_2 \cdot a_3 \cdot L_h \dots\dots\dots (Sularso, 1997;hal:136)$$

Dimana:

a₁ = faktor keandalan a₁ = 0,33 untuk keandalan 98%

a₂ = faktor suhu = 1

a₃ = faktor kerja = 1

2.5 Puli

Puli merupakan salah satu komponen mesin yang digunakan untuk memindahkan daya dari satu poros ke poros lainnya dengan alat bantu berupa sabuk (belt). Karena perbandingan kecepatan dan diameter maka berbanding terbalik, maka pemilihan puli harus dilakukan dengan hati-hati, agar mendapatkan perbandingan kecepatan yang diinginkan.

2.5.1 Bahan Puli

Puli banyak terbuat dari baja tuang, puli yang terbuat dari bahan baja tuang mempunyai faktor gesekan dan karakteristik pengausan yang baik, puli yang terbuat dari baja press lebih ringan dari pada puli yang terbuat dari bahan tuangan, akan tetapi puli yang terbuat dari baja press mempunyai faktor yang kurang baik dan lebih mudah aus dibandingkan dengan puli dari baja tuang

2.5.2 Klasifikasi Puli

Puli dapat diklasifikasikan menurut modelnya diantaranya yaitu:

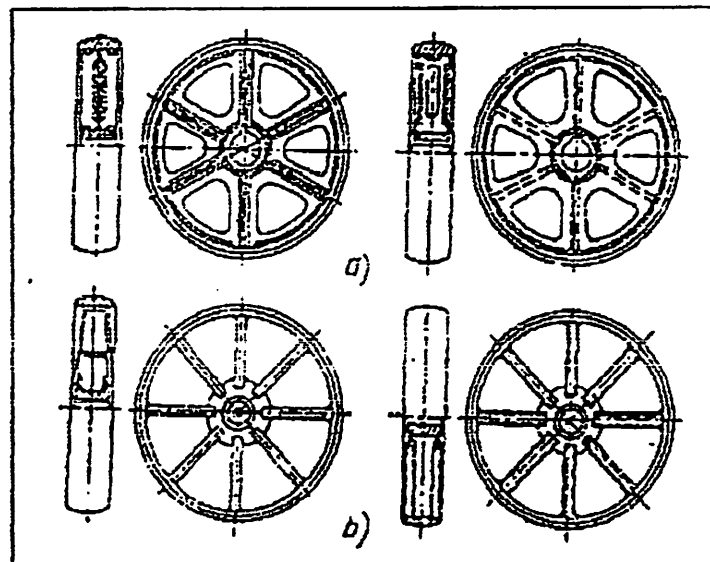
1. Puli Datar

Puli ini kebanyakan dibuat dari besi tuang dan ada juga terbuat dari baja dan dalam bentuk yang bervariasi. Perbedaan ada pada perlakuan, bentuk rigi atau poros yang dibuat sebaik mungkin untuk mendapatkan hasil transmisi yang diinginkan seperti pada gambar 2.5a.

2. Puli mahkota

Puli mahkota ini lebih relatif dari pada puli diatas karena sabuknya sedikit menyudut, sehingga memungkinkan untuk slip relatif kecil dan derajatnya bermacam-macam menurut kegunaannya seperti pada gambar 2.5b.

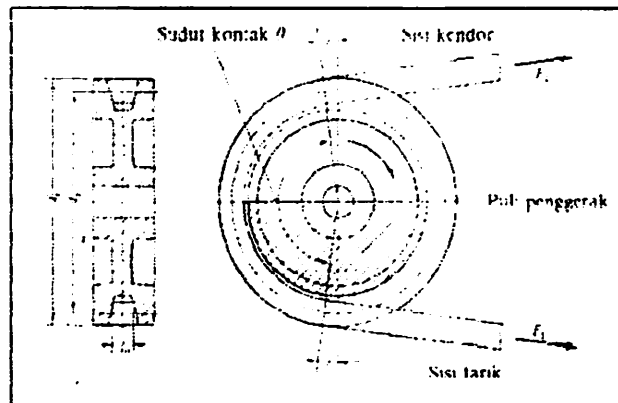
Untuk konstruksi puli seperti pada gambar 2.6, dimana sabuk terpasang pada puli dan sesuai bentuk alur puli tersebut.



Gambar 2.5

Penampang Puli

Sumber: Khurmi, R.S and Gupta, J.K., *A Text Book of Machine Design*,
Eurasia Publishing House Ltd., New Delhi, 1982, hal 691

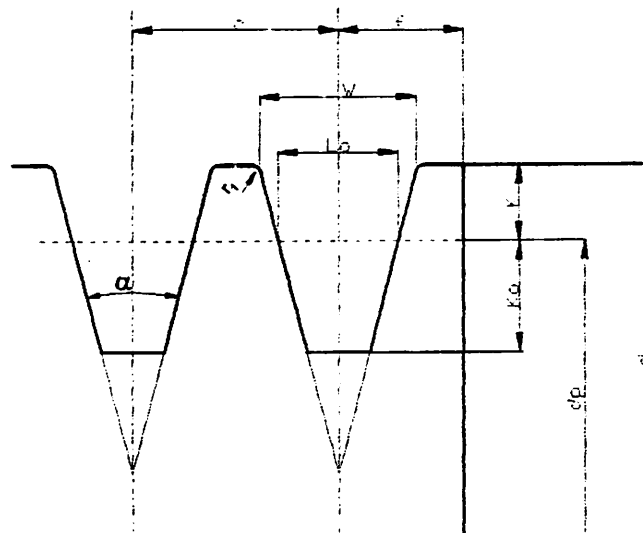


Gambar 2.6.

Konstruksi Puli

Sumber: Sularso, Kiyokatsu Suga, Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, Pradya Paramita, Jakarta, 1997, hal 170

Daya rencana dihitung dengan mengalikan daya yang akan diteruskan dengan faktor koreksi dalam tabel 2.13. Diameter nominal puli-V dinyatakan sebagai diameter d_p (mm) dari suatu lingkaran dimana lebar alurnya di dalam gambar 2.7 menjadi l_0 dalam tabel 2.14



Gambar 2.7

Profil puli alur sabuk-V

Sumber: Sularso, Kiyokatsu Suga, Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, Pradya Paramita, Jakarta, 1997, hal 165

Tabel 2.13 Faktor koreksi

Mesin yang digerakkan		Penggerak					
		Momen putri puncak 200%			Momen puntir >200%		
		Motor arus bolak-balik (motor normal, sangkar baging, sinkron), motor arus searah (lilitan shunt)			Motor arus bolak-balik (momen tinggi, fasa tunggal, lilitan seri, motor arus searah (lilitan kompon. lilitan seri), mesin torak, kopling tak sedap.		
		Jumlah jam kerja tiap hari			Jumlah jam kerja tiap hari		
		3 - 5 jam	8 - 10 jam	16 - 24 Jam	3 - 5 jam	8 - 10 jam	16 - 24 jam
Variasi beban sangat kecil	Pengaduk zat cair, kipas angin, blower (sampai 7,5 kW) pompa sentrifugal, konveyor tugas ringan.	1,0	1,1	1,2	1,2	1,3	1,4
Variasi beban kecil	Konveyor sabuk (pasir, batu bara), pengaduk, kipas angin (lebih dari 7,5 kW), mesin torak, peluncur, mesin perkakas, mesin percetakan.	1,2	1,3	1,4	1,4	1,5	1,6
Variasi beban sedang	Konveyor (ember, sekrup), gilingan palu, pengocok, roots-blower, mesin tekstil, mesin kayu.	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8
Variasi beban besar	Penghancur, gilingan bola atau batang, pengangkat, mesin pabrik karet (rol, kalender)	1,5	1,6	1,7	1,6	1,9	2,0

Sumber: Sularso-Kiyokatsu Suga, *Dasar Perencanaan Dan Pemilihan Elemen Mesin*, Pradnya Paramita, Jakarta, 1997, hal: 165.

Transmisi sabuk-V hanya dapat menghubungkan poros-poros yang sejajar dengan arah putaran yang sama. Dibandingkan dengan transmisi roda gigi atau rantai, sabuk-V bekerja lebih halus dan tak bersuara. Untuk mempertinggi daya yang ditransmisikan, dapat dipakai beberapa sabuk-V yang dipasang sebelah menyebelah.

Dari jenis puli-V dipasaran yang digunakan sebenarnya dapat diketahui dimensi - dimensi puli sebagaimana tertera dalam tabel 2.14.

Tabel 2.14 Ukuran Puli-V

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

* harga-harga dalam kolom W menyatakan ukuran standar.

Sumber: Sularso-Kiyokatsu Suga, *Dasar Perencanaan Dan Pemilihan Elemen Mesin*, Pradnya Paramita, Jakarta, 1987, hal: 165.

2.5.3. Rumus – rumus dasar sistem Transmisi Puli

2.5.3.1 Momen Torsi Puli (T)

$$T = 9,74 \times 10^5 \frac{Pd}{n_1} \text{ (kg.mm)} \dots \dots \dots \text{ (Sularso, 1997; hal: 177)}$$

Dimana:

T = Momen torsi puli penggerak (kg.mm)

Pd = Daya penggerak (kw)

n_1 = Putaran penggerak (rpm)

2.5.3.2 Diameter Nominal Puli Poros Dudukan Pisau Putar (Dp)

$$i = \frac{Dp}{dp} \dots \dots \dots \text{ (Sularso, 1997; hal: 166)}$$

sehingga:

$$Dp = i.dp \text{ (mm)}$$

Dimana:

i = Angka reduksi

D_p = Diameter nominal puli poros dudukan pisau putar (mm)

d_p = Diameter nominal puli penggerak (mm)

2.5.3.3 Menentukan Diameter Luar Puli (d_k)

$$d_k = d_p + 2.(5,5)$$

2.5.3.4 Sudut Kontak (θ)

$$\theta = 180^\circ - \frac{57(D_p - d_p)}{C} \dots\dots\dots (Sularso, 1997;hal:173)$$

2.6 Sabuk - V

Sabuk merupakan suatu alat untuk menghubungkan dua buah poros yang jaraknya agak jauh, karena tidak mungkin transmisi langsung dengan roda gigi, dalam hal ini lebih tepat menggunakan transmisi sabuk - V.

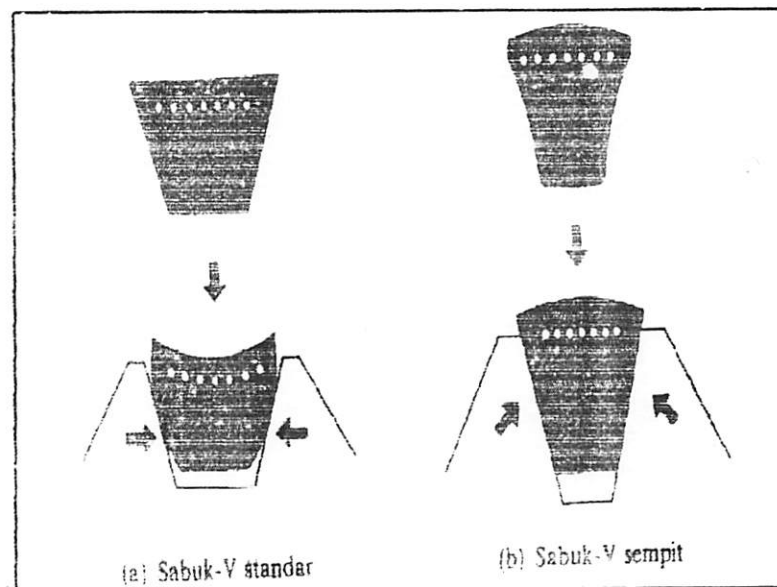
2.6.1 Transmisi Sabuk - V

Sabuk V terbuat dari karet dan mempunyai penampang trapesium tenunan tetonon atau semacamnya di pergunakanya sebagi sabuk inti sabuk untuk membawa tarikan yang besar sabuk - V di belitkan pada keliling alur puli yang berbentuk V pula bagian yang membelit pada sabuk ini mengalami kelengkungan sehingga lebar pada bagian dalamnya lebih besar. Gaya geseknya juga akan bertambah karena pengaruh bentuk baji yang akan menghasilkan transmisi daya yang besar tegangan relatif rendah hal ini merupakan salah satu keunggulan dari sabuk - V bila di bandingkan sabuk rata.

2.6.2 Klasifikasi Sabuk - V

Transmisi sabuk ini dapat dibagi menjadi tiga kelompok, diantaranya sebagai berikut:

1. Sabuk rata, dipasang pada puli silinder dan meneruskan momen antara dua poros.
2. Sabuk penampang trapesium, dipasang pada puli dengan alur dan meneruskan putaran dua poros.
3. Sabuk dengan gigi yang digerakkan dengan sproket dan meneruskan putaran secara tepat.

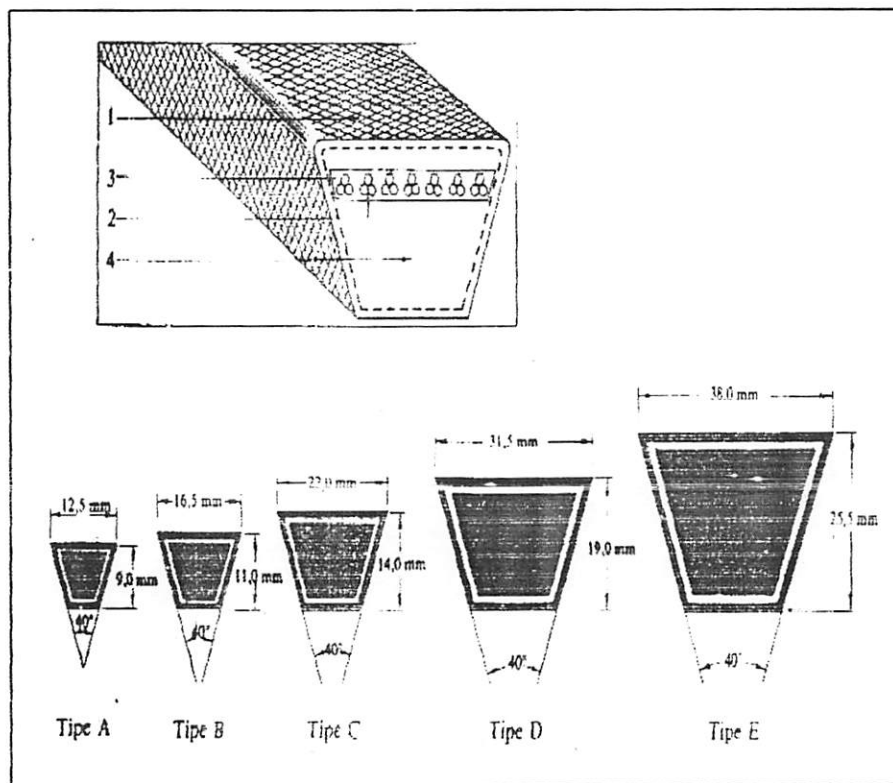


Gambar 2.8

Persinggungan antara sisi sabuk-V dan alur puli

Sumber: Sularso, Kiyokatsu Suga, *Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin*, Pradya Paramita, Jakarta, 1997, hal 172.

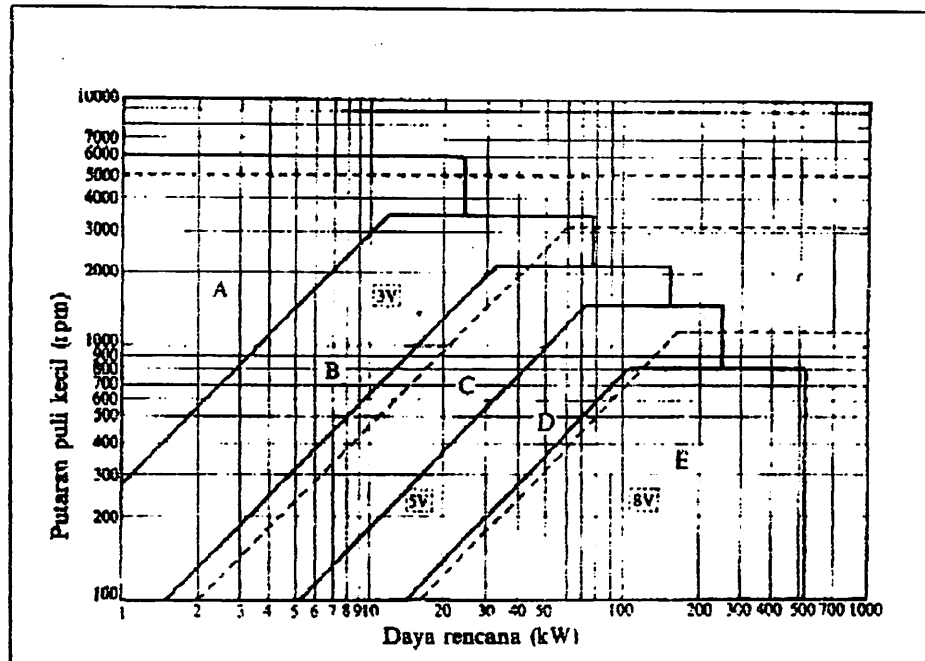
Konstruksi sabuk-V dan ukuran penampang sabuk dapat dilihat pada gambar 2.9. Atas dasar daya rencana dan putaran poros penggerak, penampang sabuk-V yang sesuai dapat diperoleh dari gambar diagram pemilihan sabuk-V dan daya rencana dapat dihitung dengan mengalikan daya yang akan diteruskan dengan faktor koreksi.



Gambar 2.9

Konstruksi sabuk-V dan ukuran penampang sabuk-V

Sumber: Sularso, Kiyokatsu Suga, *Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin*, Pradya Paramita, Jakarta, 1997, hal 164



Gambar 2.10

Diagram pemilihan sabuk-V

Sumber: Sularso, Kiyokatsu Suga, *Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin*, Pradya Paramita, Jakarta, 1997, hal 164

Panjang sabuk yang direncanakan harus sesuai dengan ketersediaan dipasaran. Untuk menyesuaikan dapat dilihat pada tabel 2.15. Hal ini berkaitan dengan ukuran-ukuran lain yang akan disesuaikan dengan konstruksi permesinan. namun demikian perlu diperhatikan bahan dari sabuk ini. Biasanya semakin bagus kualitasnya maka dari segi harga akan lebih mahal.

Tabel 2.15 Panjang sabuk-V standar

Nomor nominal		Nomor nominal		Nomor Nominal		Nomor nominal	
(inch)	(mm)	(inch)	(mm)	(inch)	(mm)	(inch)	(mm)
10	254	45	1143	80	2032	115	2921
11	279	46	1168	81	2057	116	2946
12	305	47	1194	82	2083	117	2972
13	330	48	1219	83	2108	118	2997
14	356	49	1245	84	2134	119	3023
15	381	50	1270	85	2159	120	3048
16	406	51	1295	86	2184	121	3073
17	432	52	1321	87	2210	122	3099
18	457	53	1346	88	2235	123	3124
19	483	54	1372	89	2261	124	3150
20	508	55	1397	90	2286	125	3175
21	533	56	1422	91	2311	126	3220
22	559	57	1448	92	2337	127	3226
23	584	58	1473	93	2362	128	3251
24	610	59	1499	94	2388	129	3277
25	635	60	1524	95	2413	130	3302
26	660	51	1549	96	2438	131	3327
27	686	62	<u>1575</u>	97	2464	132	3353
28	711	63	1600	98	2489	133	3378
29	737	64	1626	99	2515	134	3404
30	762	65	1651	100	2540	135	3429
31	787	66	1676	101	2565	136	3454
32	813	67	1702	102	2591	137	3480
33	838	68	1727	103	2616	138	3505
34	864	69	1753	104	2642	139	3531
35	889	70	1778	105	2667	140	3556
36	914	71	1803	106	2692	141	3581
37	940	72	1829	107	2718	142	3607
38	956	73	1854	108	2743	143	3632
39	991	74	1880	109	2769	144	3658
40	1016	75	1905	110	2794	145	3683
41	1041	76	1930	111	2819	146	3708
42	1067	77	1956	112	2845	147	3734
43	1092	78	1981	113	2870	148	3759
44	1118	79	2007	114	2896	149	3785

Sumber: Sularso-Kiyokatsu Suga, *Dasar Perencanaan Dan Pemilihan Elemen Mesin*,
Pradnya Paramita, Jakarta, 1997, hal: 165.

Bahan sabuk terdiri dari bermacam-macam jenis yang dapat dilihat pada tabel 2.16. Untuk menentukannya dapat dicari melalui koefisien gesekan yang dapat dilihat pada tabel 2.17.

Tabel 2.16 Bahan sabuk

Material of belt	Density in kg/cm ²
Leather	1,00
Convass	1,22
Rubber	1,14
Balata	1,11
Single woven belt	1,17
Double woven belt	1,25

Sumber: R.S Khurmi & J.K. Gupta, *A Text Book of Machine Design*, Eurasia Publishing House (Pnt) Ltd., Ramnagar-New Delhi, 1982, hal 650.

Tabel 2.17 Koefisien gesek sabuk terhadap puli

Belt Material	Pulley Material						
	Cast iron, steel			Wood	Compresed paper	Leather face	Rubber face
	Dry	Wet	Greasy				
1. Leather oak tanned.	0,25	0,2	0,15	0,3	0,33	0,38	0,40
2. Leather chrome tanned	0,35	0,32	0,22	0,4	0,45	0,48	0,50
3. Confass-Stiched	0,20	0,15	0,12	0,23	0,25	0,27	0,30
4. Cotton Woven	0,22	0,15	0,12	0,25	0,28	0,27	0,30
5. Rubber	0,30	0,18	-	0,32	0,35	0,40	0,42
6. Balata	0,32	0,20	-	0,35	0,38	0,40	0,42

Sumber: R.S Khurmi & J.K. Gupta, *A Text Book of Machine Design*, Eurasia Publishing House (Pnt) Ltd., Ramnagar-New Delhi, 1982, hal 650.

Dalam hubungan koefisien gesekan μ dengan jenis sabuk (R.S. Khurmi, 1982; hal:650) yang digunakan, nantinya akan dilihat dari kecepatan sabuk (v dalam m/menit) sebagai berikut:

$$v = \frac{d_p n_1}{60 \times 1000} \text{ (m/menit)}$$

Sedangkan harga koefisien gesekan μ adalah:

$$\mu = 0,54 - \frac{42,6}{152,6 + v}$$

Sehingga dapat dihubungkan dengan jenis pemakaian kering (*dry*), basah (*wet*) atau berminyak (*greasy*) dan jenis puli yang digunakan sesuai dengan tabel

2.17.

2.6.3 Rumus – rumus Perhitungan dalam perencanaan Sabuk – V

2.6.3.1 Panjang Sabuk (L)

$$L = 2C + \frac{\pi}{2}(dp + Dp) + \frac{1}{4}C(Dp - dp)^2 \quad (\text{mm}) \dots\dots (\text{Sularso, 1997;hal:170})$$

Dimana:

L = Panjang keliling sabuk (mm)

C = Jarak sumbu (mm)

dp = Diameter nominal puli penggerak (mm)

Dp = Diameter nominal puli poros dudukan pisau putar (mm)

2.6.3.2 Jarak Sumbu Poros Sebenarnya (C)

$$C = \frac{b + \sqrt{b^2 - 8(Dp - dp)^2}}{8} \quad (\text{mm}) \dots\dots\dots (\text{Sularso, 1997;hal:170})$$

Dimana:

b = 2 . L - 3,14 (Dp-dp)² (mm)

C = Jarak sumbu poros sebenarnya (mm)

L = Panjang sabuk (mm)

2.6.3.3 Kecepatan Sabuk Berputar (V)

$$V = \frac{\pi \cdot dp \cdot n_1}{60 \cdot 1000} \text{ (m/det)} \dots\dots\dots (\text{Sularso, 1997;hal:166})$$

Dimana:

V = Kecepatan sabuk berputar (m/dt)

n₁ = Putaran motor (rpm)

2.6.3.4 Jumlah Sabuk (N)

$$N = \frac{P_d}{P_o K_o} \dots\dots\dots (\text{Sularso, 1997;hal:173})$$

Dimana:

N = Jumlah sabuk

P_d = Daya rencana (HP)

P_o = Kapasitas transmisi daya (HP)

K_o = Faktor koreksi

BAB III

PERENCANAAN PERHITUNGAN

3.1 Spesifikasi Alat Penggiling Padi Tenaga Air

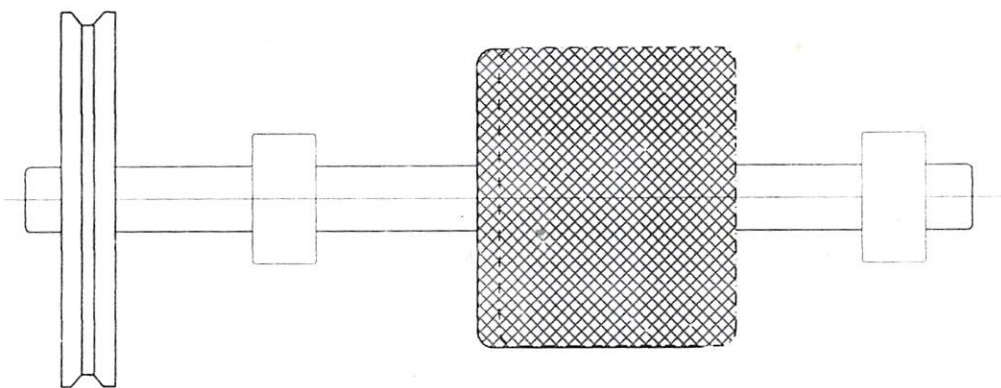
Spesifikasi Perencanaan :

- Daya poros rol penggiling = 2 Hp
- Putaran poros rol penggiling = 500 rpm

Data – data alat yang sudah ada :

- Panjang poros = 750 mm
- Panjang rol pada poros = 507 mm
- Diameter puli penggerak rol = 200 mm
- Berat puli penggerak poros rol = 20 Kg

3.2 Perencanaan Poros pada rol penggiling padi tenaga air

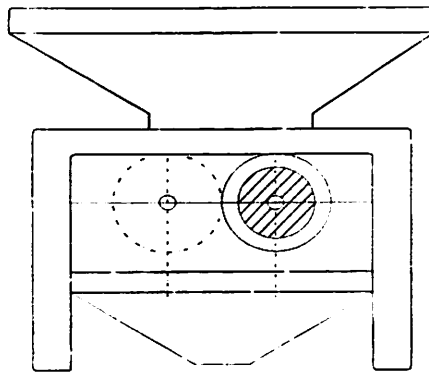


Gambar 3.1
Poros pada rol penggiling padi

3.2.1 Mencari Gaya – gaya yang Terjadi pada Poros

3.2.1.1 Gaya – gaya Akibat Berat padi yang Digiling

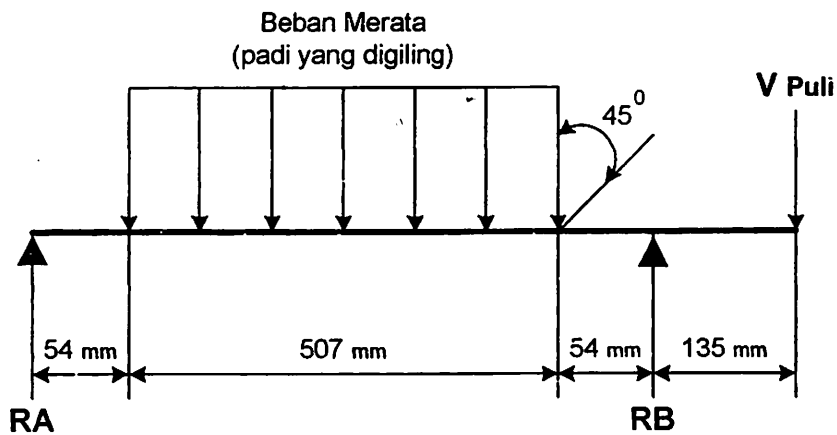
Dari cara kerja diketahui padi dimasukkan ke dalam rumah mesin masuk dengan sendirinya karena kemiringan dari rumah 45° seperti pada gambar 3.2



Gambar 3.2

Pembebanan akibat padi pada saat digiling

Bila dilihat dari cara kerjanya maka didapat skema pembebanan sebagai berikut :



Gambar 3.3

Skema beban merata padi yang digiling

a) Beban merata adalah beban yang terjadi akibat padi yang digiling. Dari data mesin yang ada, sistem mesin ini mempunyai kapasitas kerja sebagai berikut :

- Jumlah padi yang diolah (J_p) : 220 Kg/jam
(1 kali proses)
- Volume padi (V_p) : 1000 mm³
- Berat spesifik padi tiap mm³(ρ) : 0,0095 gr/mm³
0,0000095 kg/mm³

b) Maka bila dihitung berat padi yang digiling per menit adalah :

$$\begin{aligned}W_{\text{padi}} &= J_p \times V \times \rho \text{ (kg/menit)} \\ &= 220 \times 1000 \times 0,0000095 \\ &= 2 \text{ Kg/menit (dalam 1 kali proses)}\end{aligned}$$

c) Bila diuraikan didapat :

- Berat vertikal (W_v) beban merata :

$$\begin{aligned}W_v &= W_{\text{padi}} \sin 45 \\ &= 2 \times 0,707 \\ &= 1,41 \cong 1,5 \text{ Kg}\end{aligned}$$

- Berat horizontal (W_h) beban merata :

$$\begin{aligned}W_h &= W_{\text{padi}} \cos 45 \\ &= 2 \times 0,707 \\ &= 1,41 \cong 1,5 \text{ Kg}\end{aligned}$$

3.2.1.2 Gaya - gaya akibat Torsi, Tegangan Sabuk – V dan Berat

Puli

Daya (P) yang direncanakan = 2 Hp terjadi pada ujung poros (Vp)
dimana puli poros rol memutar poros tersebut.

$$\text{Maka : } P = \frac{2 \cdot \pi \cdot n \cdot T}{4500} \text{ Hp}$$

Sehingga didapat :

a). Momen torsi (T) yang terjadi pada poros sebagai berikut :

$$\begin{aligned} T &= \frac{P \cdot 4500}{2 \cdot \pi \cdot n} \text{ (kg.m)} \\ &= \frac{2 \times 4500}{2 \times 3,14 \times 500} \\ &= 2,8 \text{ Kgm} = 2800 \text{ Kgmm} \end{aligned}$$

b). Gaya – gaya akibat tegangan puli :

Jika diketahui bahwa :

$$T = (t_1 - t_2) \times R \text{ (Kgmm)}$$

Dimana :

t_1 = Tegangan Kencang pada sabuk (Kg)

t_2 = Tegangan kendur pada sabuk (Kg)

R = Jari – jari puli pada poros rol giling = 100 mm

Maka:

$$2800 = (t_1 - t_2) \times 100$$

$$t_1 - t_2 = 28 \text{ kg} \dots\dots\dots (1)$$

Jika ditentukan koefisien gesek (μ) = 0,3 maka gaya-gaya yang terjadi pada puli adalah :

$$2,3 \log \frac{t_1}{t_2} = \pi \times \theta = 0,3 \times \pi$$

$$\log \frac{t_1}{t_2} = \frac{0,3 \times \pi}{2,3} = 0,4098$$

$$\frac{t_1}{t_2} = 2,57$$

$$t_1 = 2,57 t_2 \dots\dots\dots (2)$$

Jika persamaan (2) disubstitusikan ke persamaan (1) maka didapat:

$$2,57t_2 - t_2 = 28 \text{ kg}$$

$$2,57 t_2 = 28 \text{ kg.}$$

$$t_2 = \frac{28}{2,57}$$

$$= 10,89 \text{ kg}$$

$$t_1 = 2,57 t_2$$

$$= 2,57 \times 10,89$$

$$= 27,98 \text{ kg}$$

Dari tegangan kencang t_1 dan tegangan kendur t_2 dari sabuk puli maka didapatkan total beban vertikal yang terjadi pada puli (V_p) dengan berat puli rol

$W_1 = 20 \text{ kg}$ didapat sebagai berikut:

$$V_p = t_1 + t_2 + W_1$$

$$= 27,98 + 10,89 + 20$$

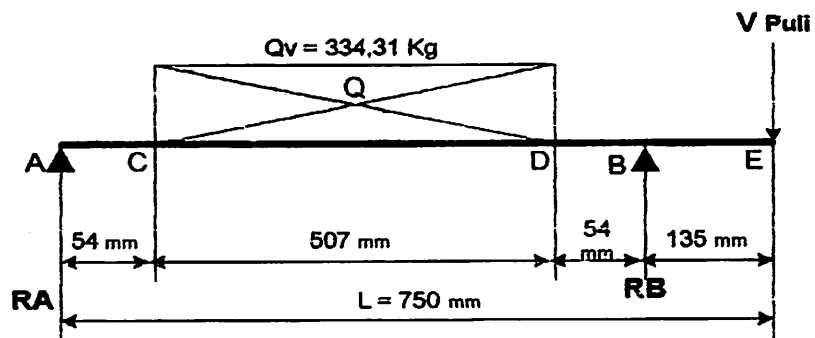
$$= 58,87 \text{ Kg}$$

3.2.1.3 Gaya – gaya Akibat Berat Rol Penggiling Padi

Berat rol dianggap merata walaupun letak dan jaraknya telah ditentukan dimana diketahui berat konstruksinya (Q_p) = 332,81 Kg sepanjang 507 mm. Berat rol ini menyebabkan gaya vertikal terhadap poros.

3.2.2 Menghitung Reaksi yang terjadi pada poros rol

3.2.2.1 Gaya Reaksi pada Poros Akibat Beban Vertikal



Gambar 3.3

Beban vertikal pada poros rol

Dapat diketahui bahwa beban merata (Q_v) Vertikal terhadap poros adalah sebagai berikut :

$$\begin{aligned} Q_v &= W_v + Q_p \\ &= 1,5 + 332,81 \\ &= 334,31 \text{ Kg} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} Q &= \frac{Q_v}{507} \text{ Kg/mm} \\ &= \frac{334,31}{507} \\ &= 0,66 \text{ Kg/mm} \end{aligned}$$

$$\text{Untuk : } \sum M_{v_a} = 0$$

$$Q_v \cdot 307,5 - R_{vB} \cdot 615 + V_p \cdot 750 = 0$$

$$334,31 \cdot 307,5 - R_{vB} \cdot 615 + 58,87 \cdot 750 = 0$$

$$R_{vB} = \frac{334,31 \cdot 307,5 + 58,87 \cdot 750}{615} = 238,94 \text{ Kg}$$

$$\text{Untuk } \sum M_{v_B} = 0$$

$$R_{vA} \cdot 615 - Q_v \cdot 307,5 + V_p \cdot 135 = 0$$

$$R_{vA} \cdot 615 - 334,31 \cdot 307,5 + 58,87 \cdot 135 = 0$$

$$R_{vA} = \frac{334,31 \cdot 307,5 - 58,87 \cdot 135}{615} = 154,23 \text{ Kg}$$

Momen Vertikal yang terjadi pada poros dapat dirincikan sebagai

berikut :

$$\sum MA = 0 \text{ Kgmm}$$

$$\sum MB = 0 \text{ Kgmm}$$

$$\sum M_C = R_{vA} \cdot A \cdot x$$

$$= 154,23 \cdot 54$$

$$= 8328,42 \text{ Kgmm}$$

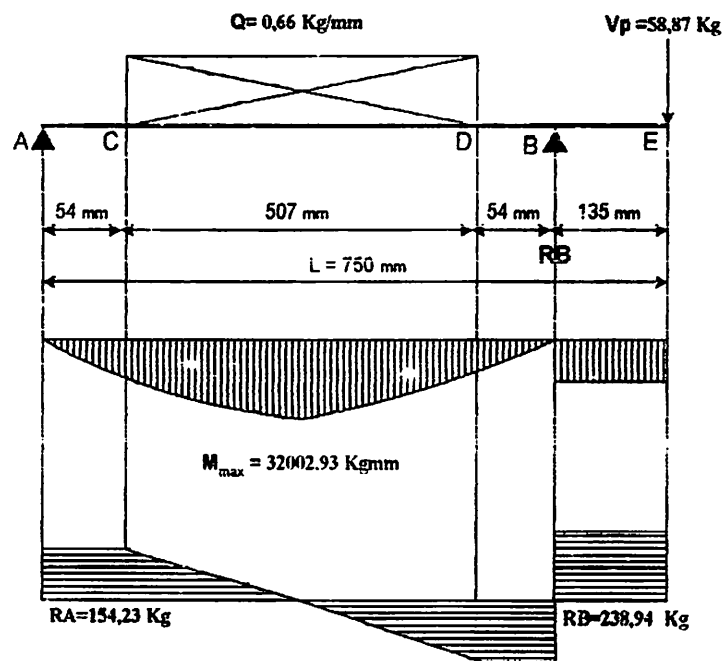
$$\sum M_D = \sum M_C$$

$$\sum MCD = R_{vB} \cdot X - \frac{Q}{2} (x - 54)^2$$

$$= 238,94 \cdot 145,5 - \frac{0,66}{2} (145,5 - 54)^2$$

$$= 32002,93 \text{ Kgmm}$$

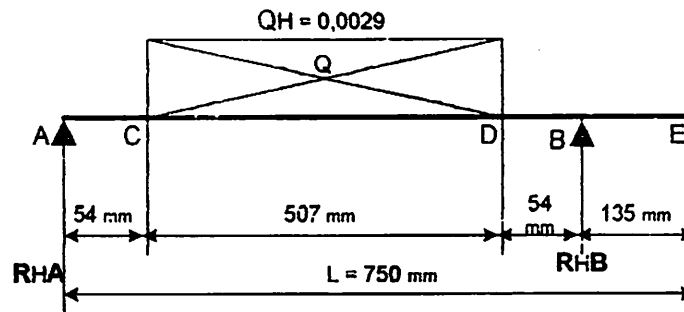
$$\begin{aligned} \sum ME &= Vp \cdot x \\ &= 58,87 \cdot 135 \\ &= 7947,45 \text{ Kgmm} \end{aligned}$$



**Diagram Momen dan Reaksi akibat Beban Vertikal
Yang terjadi pada Poros rol**

3.2.2.2 Gaya Reaksi pada Poros akibat Beban Horizontal

Dari gambar 3.3 maka dapat dicari reaksi akibat beban horizontal sebagai berikut :



Gambar 3.5
Beban Horizontal pada Poros rol

Diketahui beban horizontal beban merata $W_h = 1,5 \text{ Kg}$

Maka berat rata – rata (Q_H)

$$\begin{aligned} Q_H &= \frac{W_h}{507} \\ &= \frac{1,5}{507} \\ &= 0,0029 \text{ Kg/mm} \end{aligned}$$

Untuk $\sum M_{HB} = 0$

$$R_{HA} \cdot 615 - W_h \cdot 307,5$$

$$R_{HA} = \frac{1,5 \cdot 307,5}{615}$$

$$R_{HA} = 1 \text{ Kg}$$

Untuk $\sum M_{HA} = 0$

$$-R_{HB} \cdot 615 + W_H \cdot 307,5 = 0$$

$$R_{HB} = \frac{1,5 \cdot 307,5}{615}$$

$$R_{HB} = 1 \text{ Kg}$$

Momen Horizontal yang terjadi pada poros dapat dirincikan sebagai

berikut :

$$\sum MA = 0 \text{ Kgmm}$$

$$\sum MB = 0 \text{ Kgmm}$$

$$\sum M_C = R_H \cdot A \cdot x$$

$$= 1 \cdot 54$$

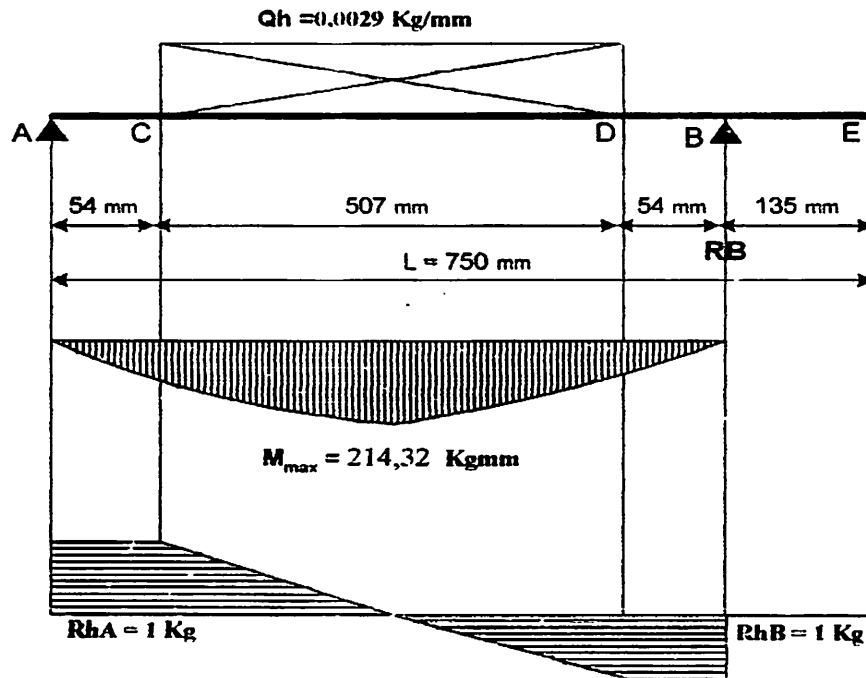
$$= 54 \text{ Kgmm}$$

$$\sum M_D = \sum M_C$$

$$\sum MCD = R_H \cdot A \cdot X - \frac{Q_H}{2} \cdot (x - 54)^2$$

$$= 1 \cdot 307,5 - \frac{0,0029}{2} (307,5 - 54)^2$$

$$= 214,32 \text{ Kgmm}$$



**Diagram Momen dan Reaksi akibat Beban Horizontal
Yang terjadi pada Poros rol**

Sehingga didapat Resultan Momen Bending (M) yang diambil dari momen maksimum yang diterjadi pada poros:

$$\begin{aligned}
 M &= \sqrt{M_{\text{vertikal}}^2 + M_{\text{horizontal}}^2} \\
 &= \sqrt{32002,93^2 + 214,32^2} \\
 &= 32003,65 \text{ kg}
 \end{aligned}$$

3.2.2.3 Momen Torsi Ekuivalen (Te) dengan Beban Berfluktuasi

Momen torsi ekuivalen (Te)

$$\begin{aligned}
 T_e &= \sqrt{(K_m \times M)^2 + (K_t \times T)^2} \\
 &= \sqrt{(2 \times 32003,65)^2 + (2 \times 2800)^2} \\
 &= 64251,81 \text{ kg.mm}
 \end{aligned}$$

Dimana:

K_m = faktor kombinasi shock dan fatigue untuk bending (berdasarkan tabel 2.7, harga yang diambil untuk pembebanan tiba-tiba = 2)

K_t = faktor kombinasi shock dan fatigue untuk torsi (berdasarkan tabel 2.7, harga yang diambil untuk pembebanan tiba-tiba = 2)

3.2.2.4. Momen Bending Ekuivalen (M_e) dengan Beban Berfluktuasi

$$\begin{aligned} M_e &= \frac{1}{2} \left[M + \sqrt{M^2 + T^2} \right] \text{ kg.mm} \\ &= \frac{1}{2} \left[32003,65 + \sqrt{32003,65^2 + 2800^2} \right] \\ &= 32064,78 \text{ kg.mm} \end{aligned}$$

3.2.2.5 Menentukan Diameter Poros

Bahan poros yang direncanakan adalah S45C dengan kekuatan tarik $\sigma_b = 58 \text{ kg/mm}^2$, dengan faktor kekuatan bahan $Sf_1 = 6$ dan kekuatan lain-lain $Sf_2 = 2$ berdasarkan tabel 2.6, maka tegangan geser yang diizinkan τ_a adalah sebagai berikut:

$$\begin{aligned} \tau_a &= \frac{\sigma_b}{(sf_1 \times sf_2)} \text{ kg/mm}^2 \\ &= \frac{58}{(6 \times 2)} \\ &= 4,83 \text{ kg/mm}^2 \end{aligned}$$

➤ Menentukan Diameter Poros berdasarkan Teori Guest

$$M_e = \frac{\pi}{32} \sigma_b d^3$$

$$32064,78 = \frac{\pi}{32} 58 \cdot d^3$$

$$d^3 = \frac{32064,78 \times 32}{3,14 \times 58}$$

$$d = 17,79 \cong 18 \text{ mm}$$

➤ **Menentukan Diameter Poros berdasarkan Teori Rankine**

$$T_e = \frac{\pi}{16} \tau_a \cdot d^3$$

$$64251,81 = \frac{\pi}{16} 4,83 \cdot d^3$$

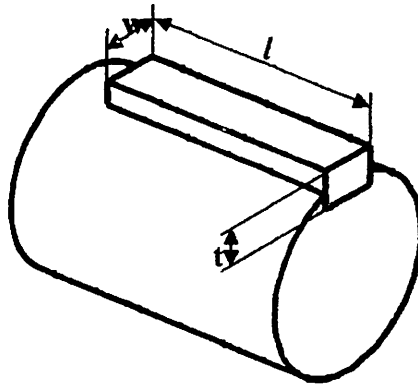
$$d^3 = \frac{64251,81 \times 16}{3,14 \times 4,83}$$

$$d = 40,77 \text{ mm} \cong 41 \text{ mm}$$

Harga diameter poros yang diambil adalah yang terbesar yaitu 41 mm. Namun menyesuaikan harga diameter Bantalan yang ada dipasaran yaitu 45 mm. Dengan demikian ukuran diameter poros yang lebih besar dianggap lebih aman.

3.2 Perencanaan Pasak

Direncanakan pasak dengan bahan S25C, dengan kekuatan tarik $\sigma_b = 45 \text{ kg/mm}^2$, dengan faktor kekuatan bahan $Sf_1 = 6$ dan kekuatan lain-lain $Sf_2 = 2$ berdasarkan tabel 2.6.



Gambar 3.6
Dimensi Pasak

Maka didapat tegangan geser τ_a :

$$\begin{aligned} \tau_{ap} &= \frac{\sigma_b}{(sf_1 \times sf_2)} \text{ kg/mm}^2 \\ &= \frac{45}{(6 \times 2)} \\ &= 3.75 \text{ kg/mm}^2 \end{aligned}$$

Berdasarkan tabel 2.8, diketahui bahwa:

- Lebar Pasak (W) = 14 mm
- Tinggi Pasak (t) = 9 mm
- Shearing strength pada pasak

$$T = l \cdot w \cdot \tau_{ap} \cdot \frac{d}{2} \quad (\text{kg.mm}) \dots \dots \dots (4.3a)$$

Dimana:

d = diameter poros (mm)

τ_{ap} = tegangan geser pasak (kg/mm²)

l = panjang pasak (mm)

w = lebar pasak (mm)

T = Torsi yang dipindahkan poros (kg.mm)

- Torsional shearing strength pada poros

$$T = \frac{\pi}{16} \tau_a \cdot d^3 \dots\dots\dots(4.3b)$$

Dimana:

τ_a = tegangan geser poros (kg/mm²)

Dari persamaan (4.3a) dan (4.3b) didapat panjang pasak (l):

$$l \cdot w \cdot \tau_{ap} \cdot \frac{d}{2} = \frac{\pi}{16} \tau_a \cdot d^3$$

$$l = \frac{\pi}{8} \times \frac{\tau_a \cdot d^2}{\tau_{ap} \cdot w}$$

$$l = \frac{\pi \cdot d}{2} \times \frac{\tau_a}{\tau_{ap}}$$

$$l = 1,571 \cdot d \cdot \frac{\tau_a}{\tau_{ap}}$$

maka didapat panjang pasak (l):

$$l = 1,571 \cdot 45 \cdot \frac{4,83}{3,75}$$

$$= 91 \text{ mm}$$

Bila menggunakan bahan material pasak yang sama dengan poros, maka :

$$\tau_{ap} = \tau_a$$

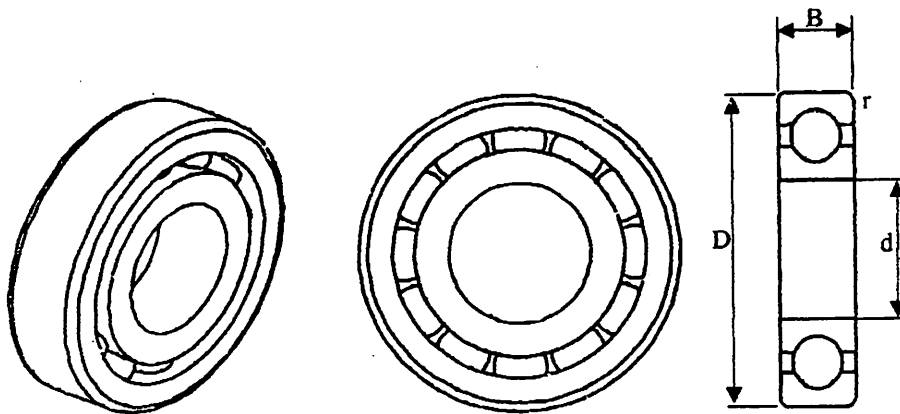
$$\begin{aligned}
 l &= \frac{\pi \cdot d^2}{8 \cdot w} \\
 &= \frac{\pi}{2} d \\
 &= 1,571 \cdot d \\
 &= 1,571 \cdot 45 \\
 &= 70,69 \text{ mm} \cong 71
 \end{aligned}$$

Jadi panjang pasak (l) yang dipergunakan :

$$l = 91 \text{ mm}$$

4.2 Perencanaan Bantalan pada Poros rol

Direncanakan bantalan yang digunakan untuk poros diameter 45 mm agar tidak terjadi pergeseran dan mampu menahan beban aksial adalah bantalan gelinding yang berdasarkan tabel 2.11, ditentukan nomor bantalan 6309, maka didapat.



Gambar 3.7
Bantalan Gelinding

- Diameter dalam bantalan (d) = 45 mm
- Diameter luar bantalan (D) = 100 mm

- Lebar bantalan (B) = 25 mm
- Jari-jari lengkung (r) = 2,5 mm
- Kapasitas nominal dinamis spesifik (C) = 4150 kg
- Kapasitas nominal statis spesifik (Co) = 3100 kg

3.4.1 Menentukan Beban Ekuivalen (Pr)

$$Pr = X \cdot V \cdot Fr + Y \cdot Fa$$

Dimana:

$$Fa = \text{Beban aksial diambil dari tegangan kencang sabuk } (t_1) = 27,98 \text{ kg}$$

$$V = 1 \text{ (berdasarkan tabel 2.9)}$$

$$X = 0,56 \text{ (berdasarkan tabel 2.9)}$$

$$Y = 2,3 \text{ (berdasarkan tabel 2.9)}$$

$$Fr = \text{Beban radial}$$

$$= RA + RB$$

$$= 395,17 \text{ kg.}$$

Maka didapat:

$$\begin{aligned} Pr &= X \cdot V \cdot Fr + Y \cdot Fa \\ &= 0,56 \times 1 \times 395,17 + 2,3 \times 27,98 \\ &= 285,6 \text{ kg.} \end{aligned}$$

3.4.2 Menentukan Faktor Kecepatan (Fn)

$$\begin{aligned} Fn &= \left(\frac{33,3}{n} \right)^{\frac{1}{3}} \\ &= \left(\frac{33,3}{500} \right)^{\frac{1}{3}} \end{aligned}$$

$$= 0,405$$

3.4.3 Menentukan Faktor Umur Bantalan (Fh)

$$Fh = F_n \frac{C}{Pr}$$

$$= 0,405 \frac{4150}{285,6}$$

$$= 5,88$$

3.4.4 Menentukan Umur Nominal Bantalan (Lh)

$$Lh = 500 \times Fh^3$$

$$= 500 \times 5,88^3$$

$$= 101648,73 \text{ jam} \cong 101649 \text{ jam}$$

3.4.5 Menentukan Keandalan Umur Bantalan (Ln)

$$Ln = a_1 \cdot a_2 \cdot a_3 \cdot Lh$$

Dimana:

a_1 = faktor keandalan $a_1 = 0,33$ untuk keandalan 98%

a_2 = faktor bahan = 1

a_3 = faktor kerja = 1

Sehingga:

$$Ln = 0,33 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 101649$$

$$= 33544,17 \text{ jam}$$

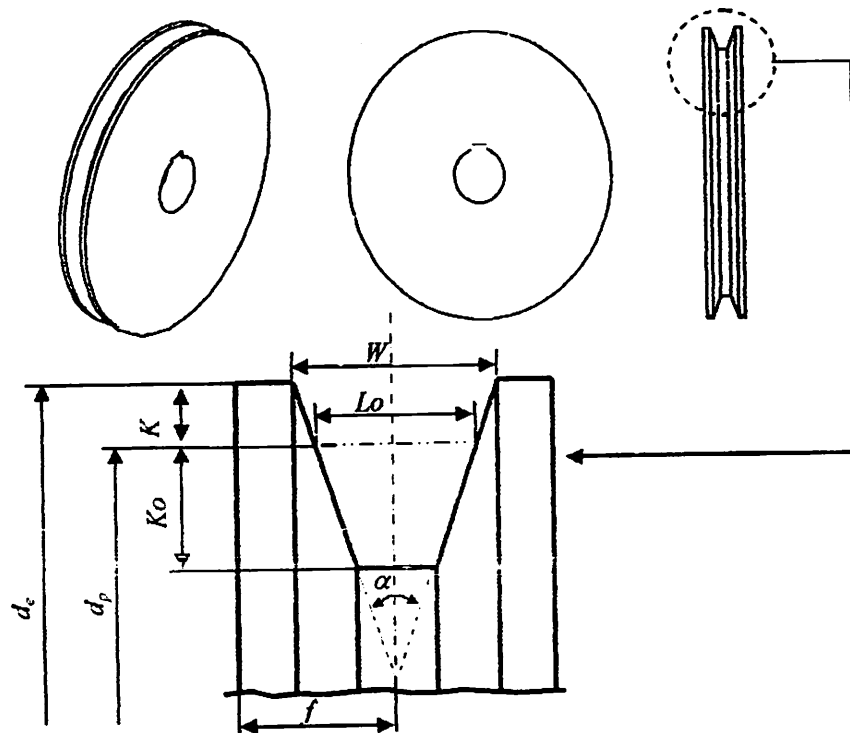
Umur bantalan 33544,17 jam masuk dalam umur 20000 - 30000 jam, maka berdasarkan tabel 2.12, terus menerus dengan getaran besar.

3.5 Perencanaan Puli

3.5.1. Puli pada Poros rol

Direncanakan bahan material puli yang digunakan FE30 dengan spesifikasi sebagai berikut:

- Diameter nominal (D_p) = 200 mm



Gambar 3.8
Puli alur sabuk-V

Maka berdasarkan tabel 2.14 didapat dimensi puli sebagai berikut:

$$\alpha = 36^\circ$$

$$W = 16,07 \text{ mm}$$

$$Lo = 12,5 \text{ mm}$$

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

$$K_o = 9,5 \text{ mm}$$

$$f = 12,5$$

3.5.2 Puli pada Poros kincir

Direncanakan perbandingan peningkatan (i) antara puli poros kincir dengan puli poros rol adalah 2. Maka:

$$\frac{n_1}{n_2} = i = \frac{D_p}{d_p} = 2$$

Dimana:

$$n_2 = \text{putaran poros rol} = 500 \text{ rpm.}$$

$$n_1 = \text{putaran poros kincir}$$

$$D_p = \text{diameter nominal puli pada poros rol} = 200 \text{ mm}$$

$$d_p = \text{diameter nominal puli pada poros kincir}$$

Sehingga:

- Putaran kincir minimal (n_1)

$$\frac{n_1}{500} = 2$$

$$n_1 = 500 \cdot 2$$

$$n_1 = 1000 \text{ rpm}$$

- Diameter puli pada kincir (d_p)

$$\frac{200}{d_p} = 2$$

$$d_p = \frac{200}{2}$$

$$d_p = 100 \text{ mm}$$

Maka didapat dimensi puli pada kincir sebagai berikut:

$$\alpha = 34^\circ$$

$$W = 15,86 \text{ mm}$$

$$L_o = 12,5 \text{ mm}$$

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

$$K_o = 9,5 \text{ mm}$$

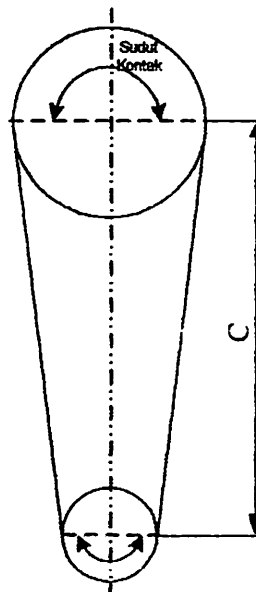
$$f = 12,5$$

Untuk panjang pasak / disesuaikan dengan lebar puli yaitu :

$$2f = 2 \times 12,5 = 25 \text{ mm}$$

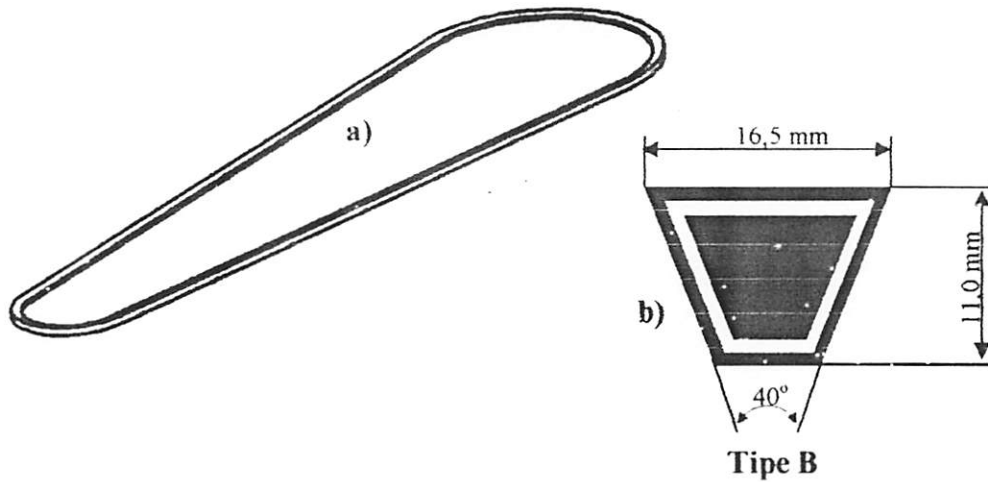
3.6 Perencanaan Sabuk-V

Diketahui jarak antara poros rol dengan poros pada kincir (C) = 547 mm, dengan jumlah jam kerja 8-10 jam.



Gambar 3.9
Jarak sumbu poros

Berdasarkan tabel 2-14, dan diagram pada gambar 2.10 dan jenis puli yang digunakan, maka penampang sabuk yang digunakan adalah Tipe B.



Gambar 3.10

a) Sabuk; b) Dimensi sabuk (potongan) tipe B

Maka panjang sabuk (L):

$$\begin{aligned}
 L &= 2C + \frac{\pi}{2}(d_p + D_p) + \frac{1}{4C}(d_p - D_p)^2 \\
 &= 2 \cdot 547 + \frac{3,14}{2}(100 + 200) + \frac{1}{4 \cdot 547}(100 - 200)^2 \\
 &= 1569,5 \text{ mm} \cong 1575 \text{ mm (berdasarkan tabel 2-15)}
 \end{aligned}$$

3.6.1 Menentukan sudut kontak (θ)

$$\begin{aligned}
 \theta &= 180^\circ - \frac{57(D_p - d_p)}{C} \\
 &= 180^\circ - \frac{57(200 - 100)}{547} \\
 &= 169,58^\circ \\
 \theta &= 169,58^\circ \times \frac{\pi}{180} = 2,95 \text{ rad}
 \end{aligned}$$

3.6.2 Menentukan Kecepatan Linier Sabuk (V)

$$\begin{aligned}v &= \frac{\pi \cdot dp \cdot n1}{60 \times 1000} \\&= \frac{3,14 \times 100 \times 1000}{60 \times 1000} \\&= 5,2 \text{ mm/dt}\end{aligned}$$

3.6.2 Menentukan Bahan Sabuk

Koefisien gesek sabuk terhadap puli (μ):

$$\begin{aligned}\mu &= 0,54 - \frac{42,6}{152,6 + v} \\&= 0,54 - \frac{42,6}{152,6 + 5,2} \\&= 0,27\end{aligned}$$

Berdasarkan tabel 2.17, untuk maka dengan jenis pemakaian kering (*dry*) dan koefisien gesekan yang didapat maka jenis bahan sabuk yang cocok adalah **Karet (*rubber*)**.

3.7 Perencanaan kincir

Dari perbandingan reduksi (*i*) yang direncanakan = 2, maka untuk menetapkan putaran kincir adalah sebagai berikut :

$$\frac{n_1}{n_2} = i = \frac{D_p}{d_p} = 2$$

Sehingga :

- Putaran kincir minimal

$$\frac{n_1}{500} = 2$$

$$n_1 = 500.2$$

$$n_1 = 1000 \text{ rpm}$$

BAB V

PENUTUP

5.1 Kesimpulan

1. Dalam merencanakan sistem transmisi Mesin harus diperhatikan elemen-elemen pendukung yang mempengaruhi daya dan putaran yang ingin dihasilkan dan mudah di dapat dipasaran
2. Transmisi dengan menggunakan puli sabuk-V hanya cocok digunakan untuk sistem pemindahan daya dan putaran yang berkemungkinan terjadinya slip, tetapi tidak cocok digunakan untuk putaran yang harus tepat dan tidak slip.
3. Dalam pemilihan setiap komponen transmisi harus memperhatikan faktor-faktor yang mempengaruhi.
4. Poros merupakan bagian terpenting dari setiap mesin karena hampir semua mesin mempergunakan poros untuk meneruskan putaran utama dan dalam transmisi peranan tersebut dipegang oleh poros.
5. Pasak adalah elemen dari mesin yang digunakan untuk menyambung dan untuk menjaga hubungan putaran relatif antara poros dari mesin dengan elemen.
6. Bantalan merupakan elemen mesin yang menumpu poros yang berbeban sehingga putaran atau gesekan bolak-baliknya dapat berlangsung secara halus, aman dan panjang usia pemakaiannya.

7. Puli merupakan komponen mesin yang digunakan untuk memindahkan daya dari satu poros keporos lainnya dengan alat bantu berupa sabuk.
8. Sabuk merupakan suatu alat untuk menghubungkan dua buah poros yang jaraknya agak jauh, karena tidak mungkin transmisi langsung dengan roda gigi dan biasanya dalam hal ini lebih tepat menggunakan transmisi sabuk – V.

5.2 Saran-saran

1. Dalam penyusunan laporan, hendaknya dari pihak dosen selain dosen pembimbing dapat dilakukan juga konsultasi dalam pembuatan laporan tugas akhir ini.
2. Ada baiknya jika tugas akhir tidak harus disertai pembuatan mesin, mengingat biayanya sangat besar dan mesin rancangan biasanya tidak terpakai (hanya menumpuk di laboratorium). Hal ini tentunya menjadi suatu pemborosan dalam dunia akademis dalam bidang teknik.
3. Penyusun sadar bahwa dalam penyusunan laporan ini masih banyak kekurangannya sehingga penyusun berharap bagi para pembaca agar menggunakan literatur lain sebagai pembanding di luar buku yang digunakan dalam pembuatan laporan ini sehingga diperoleh hasil yang lebih akurat guna penyusunan laporan tugas akhir di hari – hari yang akan datang.

DAFTAR PUSTAKA

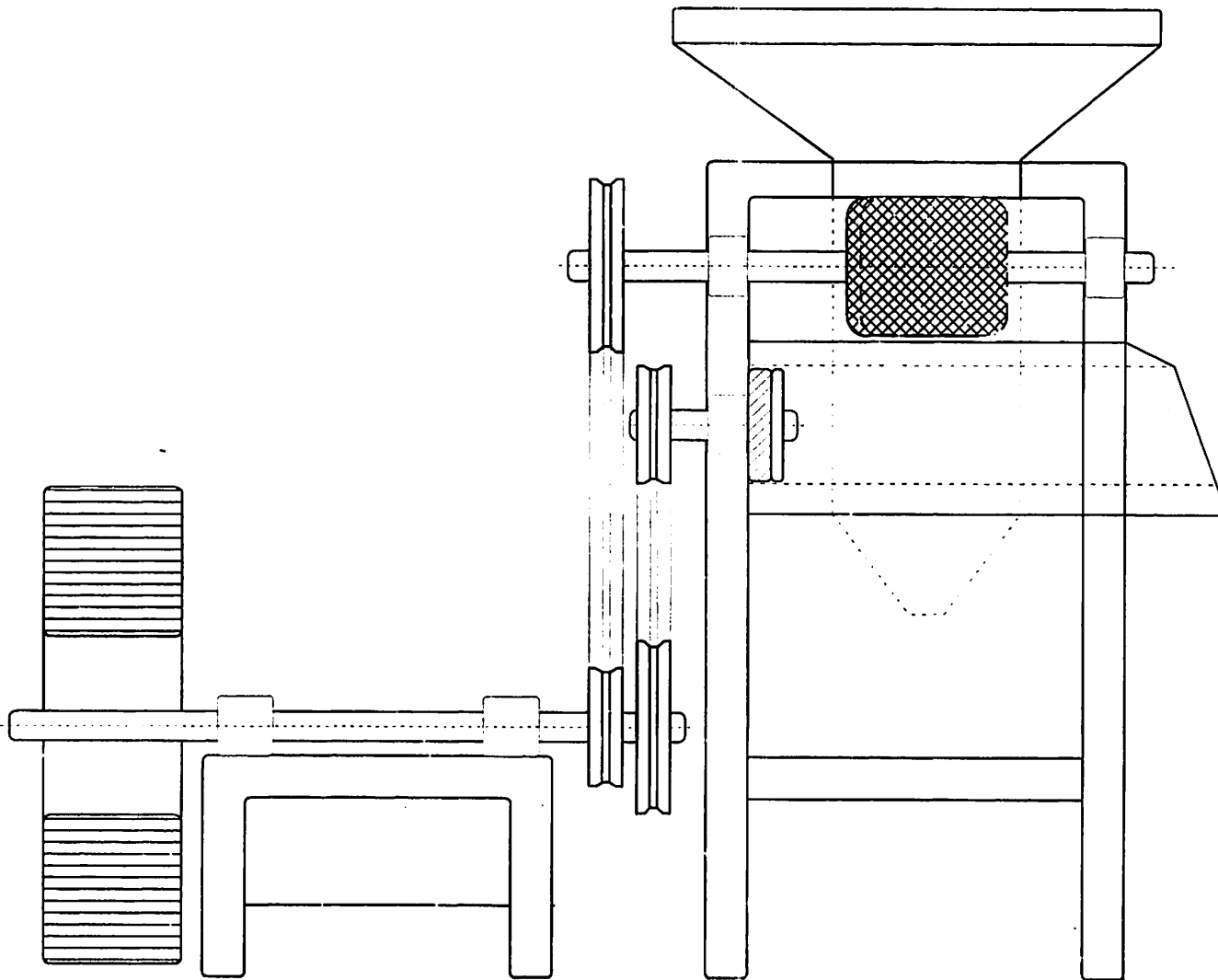
1. J.G.C. Hofsteede, Ir., P.J. Kramer, Ir., Soemargono, *Ilmu Mekanika Teknik – B*, Pradnya Paramita, Jakarta 1980.
2. R. S. Khurmi & J.K. Gupta, *A Text Book of Machine Designs*, Eurasia Publising House (Pvt) Ltd., Ram Nagar – New Delhi, 1982.
3. Sularso & Kiyokatsu Suga, *Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin*, Pradnya Paramita, Jakarta, 1997.
4. Soeparno Djiwo, MT., *Diktat Elemen Mesin (Poros – Pasak – Bantalan)*, ITN Malang, 2002.
5. Takeshi G. Sato & N, Sugiarto H., *Menggambar Mesin – Menurut Standar ISO*, Pradnya Paramita, Jakarta, 1999.
6. Zainun Achmad, MSC. *Elemen Mesin – I*, Refika Aditama, Bandung 1999.

Rekapitulasi Hasil Perhitungan

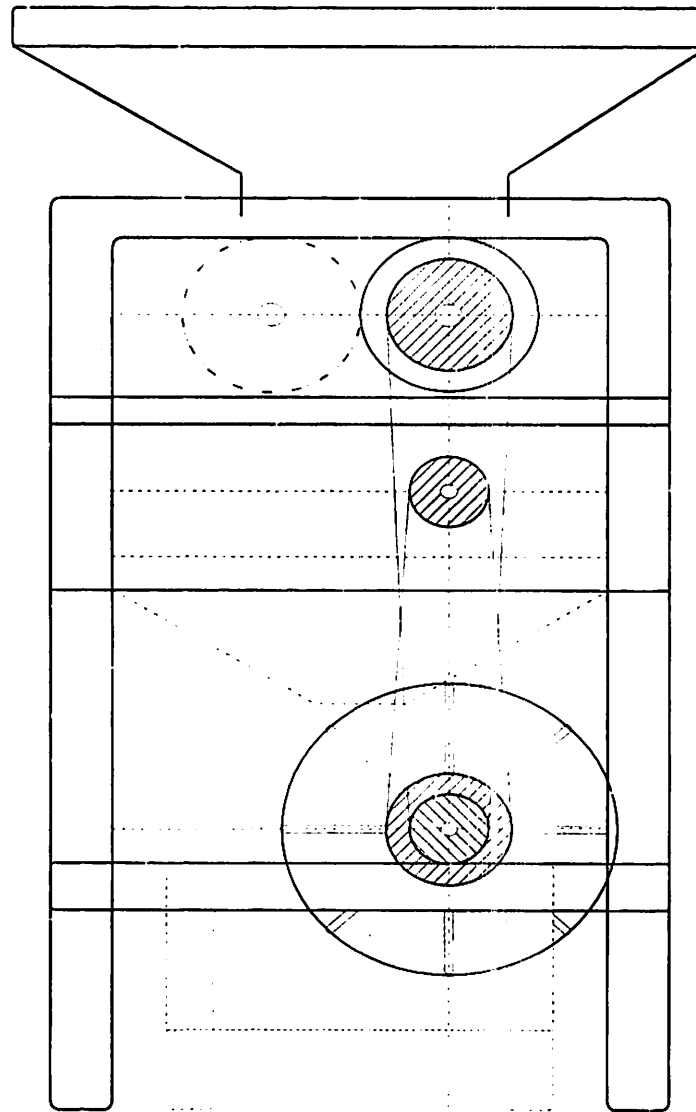
No	Keterangan	Notasi	Hasil	Satuan
1	Daya dan Putaran			
	1. Daya Poros pada rol	Pp	2	Hp
	2. Putaran Poros rol	Np	500	rpm
2	Diameter dan panjang Poros			
	1. Panjang Poros	L	750	mm
	2. Panjang rol pada poros	Q	507	mm
	3. Beban Vertikal Merata	Qv	334,31	Kg/mm
	4. Beban horizontal	Qh	0,0029	Kg/mm
	5. Momen Torsi	T	2800	Kg.mm
	6. Momen Torsi Ekivalen	Te	64251,81	Kg.mm
	7. Momen bending Ekivalen	Me	32064,78	Kg.mm
	8. Diameter Poros Teori guest	D	18	mm
	9. Diameter poros Teori Rankine	D	41	mm
3	Perencanaan Pasak			
	1. Kekuatan tarik poros	∇b	48	Kg/mm ²
	2. Kekuatan tarik pasak	∇b	45	Kg/mm ²
	3. Tegangan Geser	∇a	3,75	Kg/mm ²
	4. Lebar Pasak	W	14	mm
	5. Tinggi pasak	T	9	mm
	6. Panjang Pasak	l	91	mm


4	Perencanaan Bantalan			
	1. Diameter Poross	Dp	45	mm
	2. Diameter dalam	D	45	mm
	3. Diameter luar	D	100	mm
	4. Lebar	B	25	mm
	5. Jari - jari lengkung	R	2,5	mm
	6. Kapasitas nominal dinamis Spesifik	C	4150	Kg
	7. Kapasitas nominal statis Spesifik	Co	3100	Kg
	8. Beban Ekivalen	Pr	285,6	Kg
	9. Faktor Kecepatan	Fn	0,405	
	10. Faktor Umur Bantalan	Fh	5,88	
	11. Umur nominal bantalan	Lh	101649	Jam
12. Keandalan umur bantalan	Ln	33544,17	Jam	
5	Perencanaan puli :			
	Puli penggerak poros :			
	1. Diameter nominal	Dp	200	mm
	2. Lebar puli	W	16,07	mm
	3. Sudut puli	\Rightarrow	36	=
	4. Lebar alur sabuk	Lo	12,5	mm
	5. Tinggi Kepala puli	K	5,5	mm
	6. Tinggi Kaki puli	Ko	9,5	mm
	7. Lebar garis ½ puli	f	12,5	mm
	Puli kincir :			
	1. Putaran kincir	N	1000	rpm
	2. Diameter puli kincir	Dp	100	mm
	3. Sudut puli	\Rightarrow	34	\rightarrow
	4. Lebar puli	W	15,86	mm
	5. Lebar alur sabuk	Lo	12,5	mm
	6. Tinggi kepala puli	K	5,5	mm
	7. Tinggi kaki Puli	Ko	9,5	mm
	8. Lebar garis 1/2 puli	f	12,5	mm

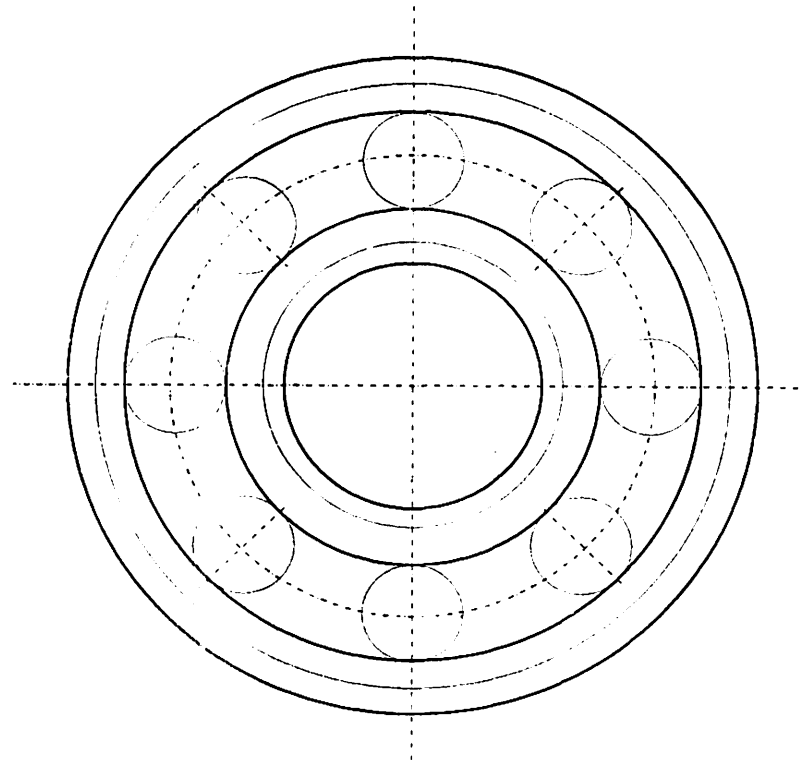
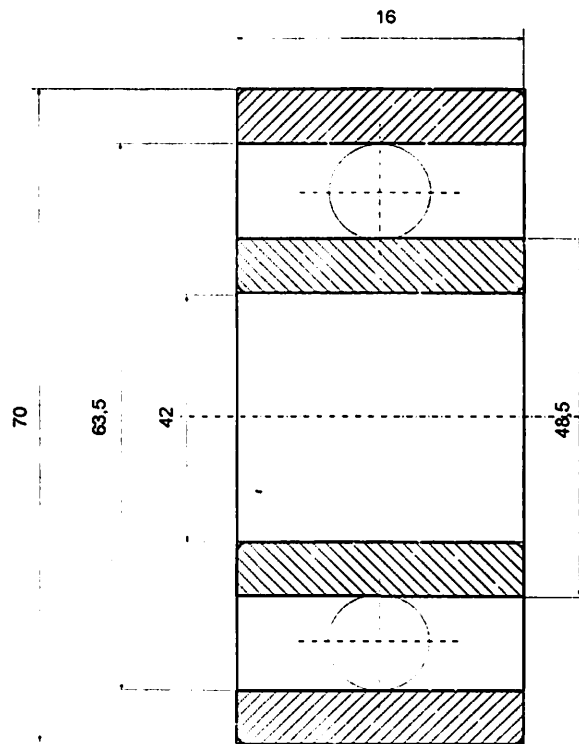
6	Perencanaan Sabuk			
	1. Jarak Poros	C	547	mm
	2. Diameter puli kincir	dp	100	mm
	3. Diameter puli kincir poros	Dp	200	mm
	4. Lebar sabuk	L	16,5	mm
	5. Tinggi sabuk	T	11,0	mm
	6. Panjang sabuk	L	1575	mm
	7. Sudut kontak	Θ	2,95	rad
	8. Kecepatan linier sabuk	V	5,2	Mm/det
	9. Daya rencana	Pd	2	Hp
	10. Koefesien gesek	μ	0,27	



01	1	Tampak Depan			
NO	JML	Nama Bagian	Bahan	Ukuran	
					KETERANGAN
			SKALA : 1 : 1	DIGAMBAR : Deny Dafid .H.	
			UKURAN : mm	NIM : 01.51.057	
			TANGGAL : 03-03-2005	DILIHAT : Ir. Latu Mustadi, MT.	

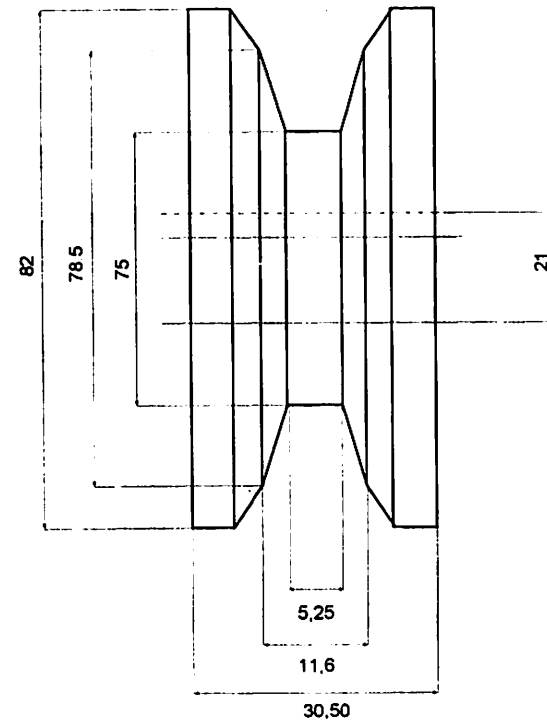
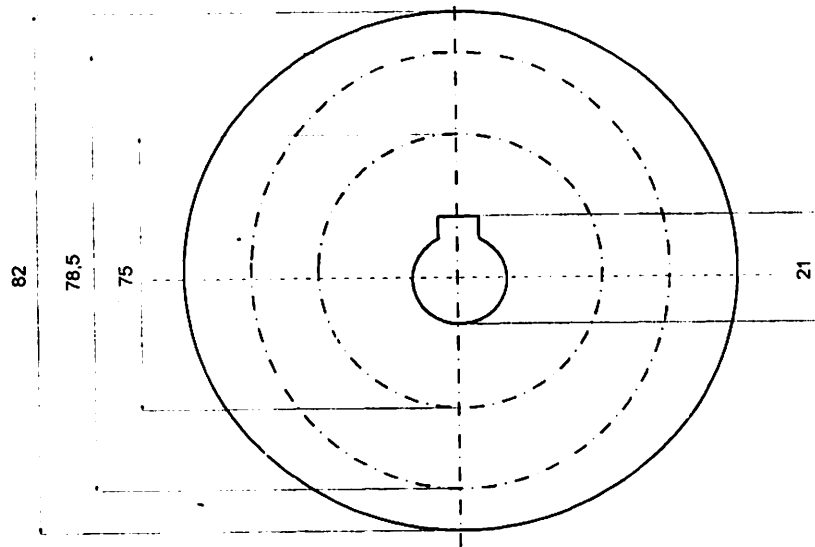


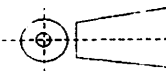
NO	JML	Nama Bagian	Bahan	Ukuran	KETERANGAN
01	1	Tampak Samping			
			SKALA : 1 : 1	DIGAMBAR : Deny Dafid .H.	
			UKURAN : mm	NIM : 01.51.057	
			TANGGAL : 03-03-2005	DILIHAT : Ir. Lalu Mustadi,MT.	
			ITN MALANG		

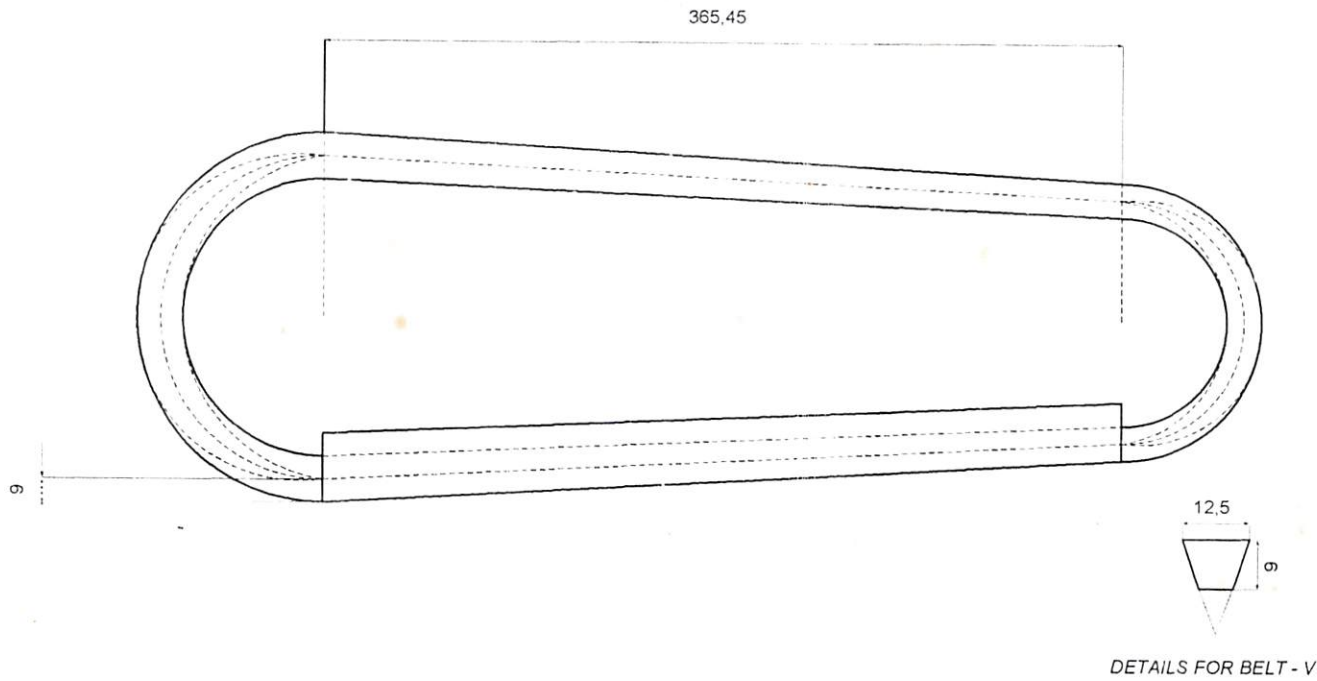



R.1,5

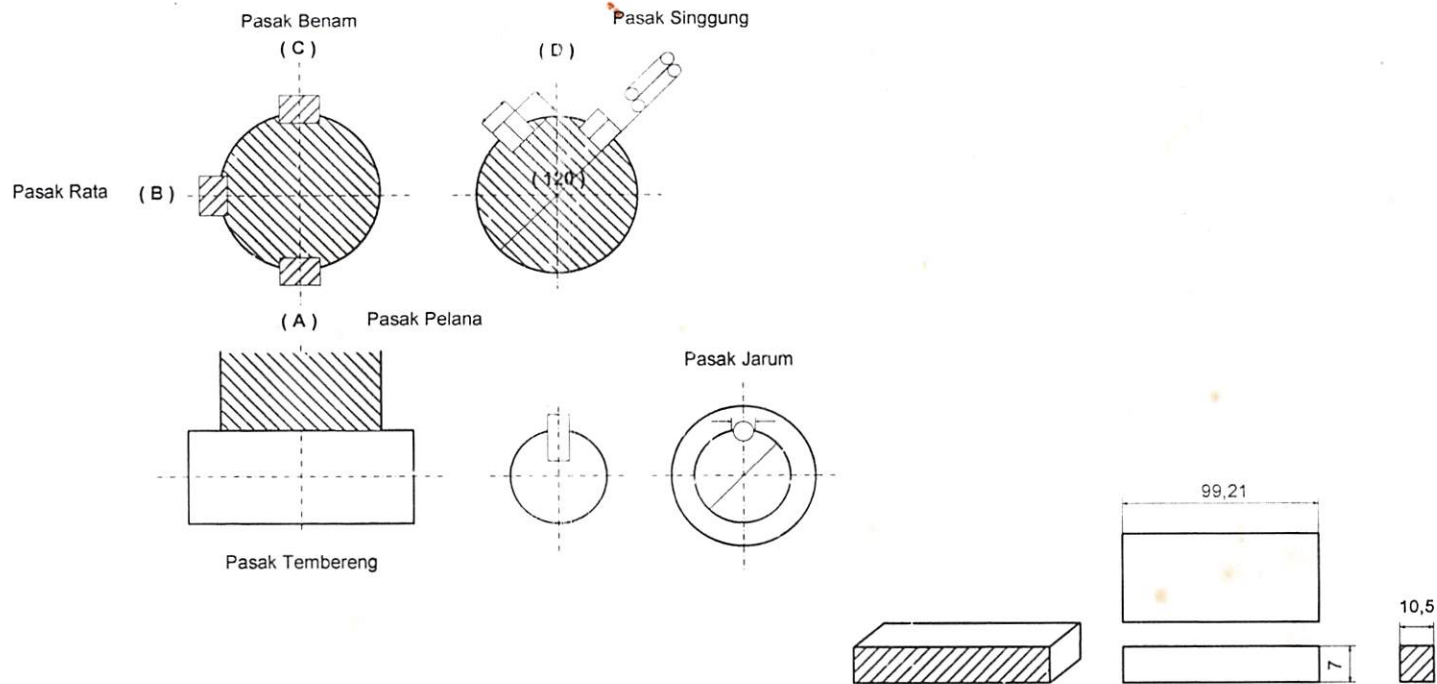
NO	JML	Nama Bagian	Bahan	Ukuran	KETERANGAN
01	5	Bantalan			
			SKALA : 1 : 1	DIGAMBAR : Deny Dafid .H.	
			UKURAN : mm	NIM : 01.51.057	
			TANGGAL : 03-03-2005	DILIHAT : Ir. Lalu Mustiadi,MT.	
ITN MALANG			BANTALAN GELINDING		NO.4 A 4

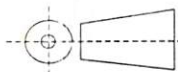


NO	JML	Nama Bagian	Bahan	Ukuran	KETERANGAN
01	4	Pully			
			SKALA : 1 : 1	DIGAMBAR : Deny Dafid .H.	
			UKURAN : mm	NIM : 01.51.057	
			TANGGAL : 03-03-2006	DILIHAT : Ir. Lalu Mustadi,MT.	
			ITN MALANG	PULLY TRANSMISI	
					NO.5 A 4



NO	JML	Nama Bagian	Bahan	Ukuran	KETERANGAN
01	2	Sabuk -V			
			SKALA : 1 : 1	DIGAMBAR : Deny Dafid .H.	
			UKURAN : mm	NIM : 01.51.057	
			TANGGAL : 03-03-2005	DILIHAT : Ir. Lalu Mustiadi,MT.	
ITN MALANG			SABUK - V		NO.6 A 4



NO	JML	Nama Baglan	Bahan	Ukuran	KETERANGAN
01	2	Pasak			
	SKALA : 1 : 1		DIGAMBAR : Deny Dafid .H.		
	UKURAN : mm		NIM : 01.51.057		
	TANGGAL : 03-03-2005		DILIHAT : Ir. Lalu Mustiadi,MT.		
ITN MALANG			PASAK PADA POROS TRANSMISI		NO.7 A 4