

TUGAS AKHIR
“PERENCANAAN TRANSMISI MESIN
PENGOLAH KELAPA”



Oleh:

ROBBY BAIHAQI. W
NIM: 00.51.238

MILIK
PERPUSTAKAAN
ITN MALANG

INSTITUT TEKNOLOGI NASIONAL MALANG
FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI
JURUSAN MESIN DIII
2005

1998

INSTITUT TEKNOLOGI NASIONAL MALANG

FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI

1998

W. SUHARJO
1998

INSTITUT TEKNOLOGI NASIONAL MALANG
FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI
JURUSAN MESIN DIESEL
2002

LEMBAR PENGESAHAN

LAPORAN TUGAS AKHIR "PERENCANAAN TRANSMISI MESIN PENGOLAH KELAPA"

Disusun Oleh:

Nama : Robby Baihaqi Wijaya

NIM : 00.51.238

Jurusan : Teknik Mesin DIII

Nilai :

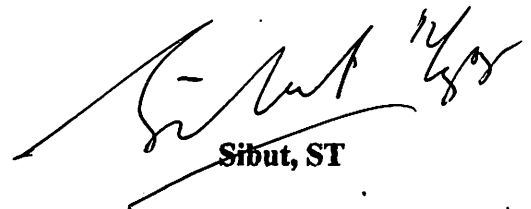
Diperiksa Dan Disetujui:

Ketua Jurusan
Teknik Mesin D III



Ir. Teguh Rahardjo, MT

Dosen Pembimbing



Sibut, ST



PERKUMPULAN PENGELOLA PENDIDIKAN UMUM DAN TEKNOLOGI NASIONAL MALANG
INSTITUT TEKNOLOGI NASIONAL MALANG

FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI
FAKULTAS TEKNIK SIPIL DAN PERENCANAAN
PROGRAM PASCASARJANA MAGISTER 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 Malang

BERITA ACARA UJIAN TUGAS AKHIR
FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI

Nama Mahasiswa : Robby Baihaqi Wijaya
N I M : 00.51.238
Jurusan Program Studi : Teknik Mesin D III
Judul Tugas Akhir : Perencanaan Transmisi Mesin Pengolah Kelapa

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

Hari / Tanggal : Sabtu / 5 Maret 2005
Dengan Hasil Ujian : (B)

PANITIA TUGAS UJIAN AKHIR

Ketua



Ir. Mochtar Asroni, MSME

Sekretaris

Ir. Teguh Raharjo, MT

ANGGOTA

Ir. Achmad Taufik

Ir. Teguh Raharjo, MT



PERKUMPULAN PENGELOLA PENDIDIKAN UMUM DAN TEKNOLOGI NASIONAL MALANG
INSTITUT TEKNOLOGI NASIONAL MALANG

**FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI
FAKULTAS TEKNIK SIPIL DAN PERENCANAAN
PROGRAM PASCASARJANA MAGISTER TEKNIK**

PT. BNI (PERSERO) MALANG
BANK N:AGA 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 Malang

**KARTU BIMBINGAN TUGAS AKHIR
FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI**

- | | |
|-------------------------------|--------------------------------------------------|
| 1. Nama Mahasiswa | : Robby Baihaqi Wijaya |
| 2. N I M | : 00.51.238 |
| 3. Jurusan | : Teknik Mesin D III |
| 4. Program Studi | : Teknik Mesin |
| 5. Judul Tugas Akhir | : Perencanaan Transmisi Mesin Pengolah
Kelapa |
| 6. Pengajuan Tugas Akhir | : 1 Desember 2004 |
| 7. Selesai Menulis TA | : 2 Maret 2005 |
| 8. Dosen Pembimbing | : Sibut, ST |
| 9. Keterangan Nilai Bimbingan | : 85 |

Malang, Maret 2005

Mengetahui :



Ir. Mochtar Asroni, MSME

Dosen Pembimbing

Sibut, ST



PERKUMPULAN PENGELOLA PENDIDIKAN UMUM DAN TEKNOLOGI NASIONAL MALANG
INSTITUT TEKNOLOGI NASIONAL MALANG

FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI
FAKULTAS TEKNIK SIPIL DAN PERENCANAAN
PROGRAM PASCASARJANA MAGISTER 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 Malang

Nomor : ITN-1289/I.TA/8/04
Lampiran : -----
Perihal : *Bimbingan Tugas Akhir Program Khusus.*

Malang 23 Desember 2004

Kepada : Yth. Sdr/i. Sibut, ST
Dosen Institut Teknologi Nasional
Di
Malang.

Dengan hormat.

Sesuai dengan permohonan dan persetujuan **Tugas Akhir** untuk mahasiswa:

Nama : Robby Baihaqi W
NIM : 0051238
Semester : IX (Sembilan)
Jurusan : Teknik Mesin Diploma Tiga (D. III)
Fakultas : Teknologi Industri

Maka dengan ini pembimbingan Tugas Akhir tersebut kami serahkan sepenuhnya kepada saudara/i selama 1 (Satu) bulan, terhitung mulai tanggal, 23 Des 2004 s/d 23 Januari 2005
Adapun tugas tersebut untuk memenuhi persyaratan di dalam menempuh Ujian Tugas Akhir Diploma Tiga.

Demikian agar maklum, dan atas perhatian serta bantuannya kami ucapkan banyak terima kasih.

Jurusan Teknik Mesin Diploma Tiga (D. III)

Ketua

Ir. TEGUH RAHARDO, MT

NIP.: 131 991 184



Tembusan kepada Yth.:

1. Mahasiswa yang bersangkutan.
2. Arsip.

DAFTAR ISI

	Halaman
HALAMAN JUDUL	i
LEMBAR PERSETUJUAN	iii
LEMBAR PENGESAHAN	iv
KATA PENGANTAR	v
DAFTAR ISI	vi
DAFTAR TABEL.....	vii
DAFTAR GAMBAR.....	viii
BAB I PENDAHULUAN	
1.1 Latar Belakang.....	1
1.2 Rumusan Masalah.....	2
1.3 Tujuan	2
1.4 kontribusi.....	2
1.4 Metodologi.....	3
1.5 Sistematika Penulisan	4
BAB II LANDASAN TEORI	
2.1 Proses Kerja	5
2.2 Bagian-bagian dari elemen mesin.....	5
2.3 Roda gigi	8
2.3.1 Klasifikasi roda gigi	8
2.3.2 Roda gigi dan bagian-bagiannya.....	13
2.3.3 Bahan roda gigi	14
2.3.4 Dasar perhitungan dan perencanaan roda gigi kerucut ...	14
2.4 Poros	18
2.4.1 Macam-macam poros.....	18
2.4.2 Hal-hal yang perlu diperhatikan dalam pemilihan poros	19
2.4.3 Dasar perhitungan poros	21
2.5 Pasak	24
2.5.1 Macam-macam klasifikasi pasak	24

2.5.2 Hal-hal yang perlu diperhatikan dalam pemilihan pasak	25
2.6 Bantalan	27
2.6.1 Klasifikasi bantalan.....	27
2.6.2 Syarat pemilihan bantalan.....	30
2.6.3 Hal-hal yang perlu diperhatikan dalam perencanaan bantalan	30

BAB III PERENCANAAN ALAT

3.1 Perhitungan perencanaan roda gigi	33
3.2 Perhitungan poros	38
3.2.1Pembebanan pada gaya poros	41
3.2.2 Pemilihan bahan untuk poros.....	48
3.3 Perhitungan perencanaan pasak	56
3.4 Perencanaan ulir tekan	60
3.5 Perencanaan bantalan.....	66

BAB IV PENUTUP

4.1 Kesimpulan	72
----------------------	----

DAFTAR PUSTAKA

DAFTAR TABEL

Tabel	Halaman
1. Klasifikasi roda gigi	11
2. Poros	20
3. Ulir tekan	23
4. Ukuran-ukuran pasak	25
5. Bahan bantalan	32
6. Ukuran bantalan	
7. Faktor koreksi	
8. Penekanan ulir	54

DAFTAR GAMBAR

Gambar	Halaman
1. Mesin pengolah kelapa secara otomatis.....	7
2. gigi poros sejajar.....	8
3. Roda gigi poros berpotongan.....	8
4. Roda gigi poros berpotongan silang.....	9
5. Roda gigi dengan arah putaran berlawanan.....	9
6. Roda gigi dengan arah putaran sama.....	9
7. Roda gigi dengan arah putaran gerak lurus dan berputar.....	10
8. Roda gigi lurus.....	10
9. Roda gigi miring.....	10
10. Roda gigi ganda.....	11
11. macam roda gigi.....	12
12. Poros vertical dan horisontal.....	18
13. Ulir pada poros vertikal.....	21
14. Pasak.....	24
15. Ulir pemeras.....	53
16. Gaya yang terjadi pada poros tekan.....	55
17. Arah F dan Rn.....	57

KATA PENGANTAR

Dengan mengucapkan puji syukur kehadirat Tuhan Yang Maha Esa yang mana telah melimpahkan rahmat, taufik dan hidayah-Nya sehingga penulis dapat menyelesaikan tugas penyusunan “Laporan Tugas Akhir” ini dengan baik.

Penulis menyadari sebagai manusia biasa, bahwa penulis mempunyai banyak kekurangan sehingga hasil yang penulis sajikan kiranya masih banyak terdapat kesalahan dan kekurangan, berhubung terbatasnya kemampuan serta pengetahuan yang ada pada diri penulis.

Pada kesempatan ini saya sebagai penulis laporan mengucapkan terima kasih kepada semua pihak yang telah membantu secara langsung dalam penyusunan laporan ini khususnya saya sampaikan kepada :

1. Bapak Dr. Ir, Abraham Lomi, MSEE selaku Rektor Institut Teknologi Nasional Malang.
2. Bapak Ir. Mochtar Asroni, MSME selaku Dekan Fakultas Teknologi Industr Institut Teknologi Nasional Malang.
3. Bapak Teguh Raharjo, MT. Selaku ka. jur T. Mesin D III Institut Teknologi Nasional Malang..
4. Sibut, ST selaku Dosen Pembimbing
5. Rekan – rekan dan semua pihak yang telah banyak membantu dalam menyelesaikan laporan ini.

Dalam pembuatan laporan tugas akhir ini, saya sebagai penulis juga menyadari terdapat kekurangan – kekurangan pada penyusunan laporan ini. Dengan ini saya juga mengharapkan segala bentuk masukan dan kritik terhadap laporan tugas akhir ini

Dalam pembuatan Laporan Tugas Akhir ini, saya sebagai penulis juga menyadari terdapat kekurangan – kekurangan pada penyusunan laporan ini. Dengan ini saya juga mengharapkan segala bentuk masukan dan kritik terhadap Laporan Tugas Akhir ini agar pada kesempatan berikutnya lebih baik. Dan akhir kata penulis berharap semoga Laporan Tugas Akhir ini dapat berguna bagi penulis pribadi dan pembaca.

Malang, January 2005

Penulis

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 LATAR BELAKANG

Dengan semakin meningkatnya sumber daya alam dan sumber daya manusia di Indonesia, sehingga terciptanya suatu pemikiran untuk mengolah sumber daya alam secara praktis dan kita ketahui Indonesia kaya dengan hasil alam. Salah satu sumber alam yang ada didesa seperti perkebunan kelapa yang banyak dipedesaan terutama disepanjang pantai namun dalam pengolahannya masih kurang dikembangkan, maka dengan sumber daya manusia yang ada berupa pemikiran dan pengalaman dimanfaatkan untuk mengolah sumber daya alam didesa untuk mendapatkan nilai tambah seperti pengolahan kelapa menjadi santan kelapa.

Namun pengolahannya pada masyarakat terpencil yang jauh dari perkotaan dimana masih menggunakan cara tradisional dan walaupun dalam era modern ini sudah banyak peralatan modern yang dapat menunjang aktifitas kerja manusia tapi dengan harga relative mahal sehingga tidak terjangkau oleh daya beli masyarakat yang tidak mempunyai pendapatan yang tetap seperti pada umumnya orang-orang kota atau digolongkan masyarakat tingkat perkonomian rendah dan bertempat tinggal tidak tetap.

Sehingga untuk mengatasi keluhan masarakat seperti ini agar mendapatkan kehidupan dan kesejahteraan ekonomi yang layak sebagaimana masarakat yang sudah maju maka suatu alas an untuk memperkenalkan penggunaan dan pemanfaatan serta

Penerapan teknologi tepat guna yang sederhana untuk mempersingkat waktu kerja yaitu "Mesin pengolah kelapa secara otomatis".

1.2 RUMUSAN MASALAH

Bagaimana spesifikasi roda gigi, poros, ulir tekan, pasak, bantalan yang dipakai pada mesin pengolah kelapa.

1.3. BATASAN MASALAH

perencanaan transmisi mesin pengolah kelapa tanpa kulit sehingga menjadi santan.

Perencanaan roda gigi.

Perencanaan poros.

Pasak.

Bantalan.

1.4. TUJUAN

Mengetahui spesifik dari roda gigi, poros, ulir tekan, pasak, bantalan yang digunakan pada mesin pengolah kelapa.

1.5. KONTRIBUSI

Memperkenalkan alat sederhana kepada pembaca khususnya untuk masyarakat kecil untuk bisa diterapkan dan dapat membuka usaha pengolah kelapa dengan mesin.

Pengolah Kelapa Secara Otomatis. Dengan manfaat sebagai berikut:

- a. Mempersingkat waktu kerja.
- b. Menyeimbangkan biaya produksi dengan hasil keuntungan produksi.
- c. Meningkatkan kesejahteraan masyarakat.

1.6. METODOLOGI PENULISAN

A. Metode Literatur yaitu:

1. Mengkaji masalah
2. Merumuskan buku-buku perpustakaan
3. Referensi yang dituangkan dalam perencanaan.

B. Metode Wacana yaitu:

1. Konsultasi pada ahli teknik
2. Konsultasi pada dosen pembimbing
3. Konsultasi pada orang-orang yang mengerti dalam perencanaan serta berpengalaman dalam bidang yang berhubungan dengan teknik mesin.

1.7 SISTEMATIKA PENULISAN

BAB I PENDAHULUAN

Penyusun mengetengahkan tentang latar belakang, rumusan masalah, tujuan, kontribusi, metodologi dan sistematika penulisan.

BAB II LANDASAN TEORI

Pada bab ini mengemukakan tentang teori yang berhubungan dengan topic yang dibahas.

BAB III PERHITUNGAN PERENCANAAN

Pada pokok pembahasan ini mengemukakan tentang perhitungan, perencanaan roda gigi, poros dan ulir tekan, pasak dan bantalan

BAB IV PENUTUP

Merupakan pembahasan kesimpulan-kesimpulan dari bab-bab sebelumnya.

DAFTAR PUSTAKA

LAMPIRAN

BAB II

LANDASAN TEORI

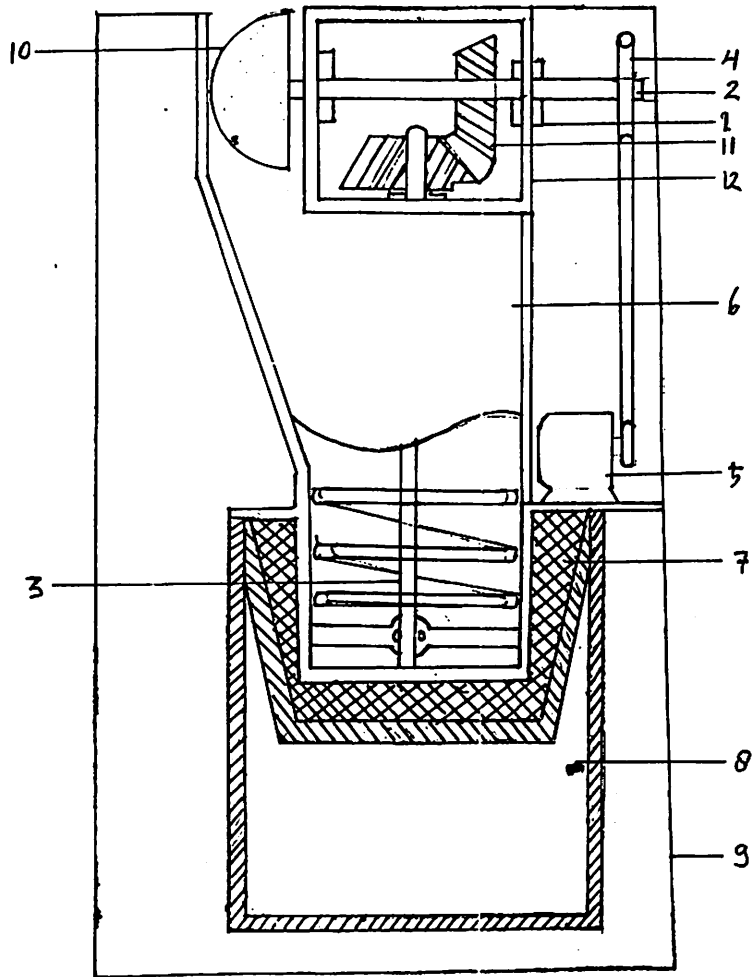
2.1 PROSES KERJA

Dengan putaran poros rata-rata 650/menit, dan mentransmisikan daya putar (n) ke poros-poros ruang pamarut kelapa dengan kedua poros berhubungan perantara roda gigi kerucut. Dan kelapa yang sudah diparut langsung jatuh kedalam tabung yang dilengkapi oleh poros ulir tekan. Sehingga mendapat proses penekanan dalam tabung, maka kelapa dan sari (santan) akan terpisah dan apabila poros ulir tekan menekan terus sampai pada saringan akan menjadi pemisah antara ampas dan santan yang akan keluar melewati lubang saringan dan ampas akan keluar melewati mulut saringan.

2.2 BAGIAN-BAGIAN DARI MESIN ATAU ELEMEN

1. BANTALAN: Untuk menahan poros agar tetap pada dudukan.
2. POROS HORIZONTAL: Meneruskan putaran dari motor ke roda gigi gear box.
3. POROS VERTIKAL: Meneruskan putaran roda gigi pada gear box ke ulir penekan
4. TABUNG: Tempat ulir tekan dan parutan kelapa untuk diperas
5. SARINGAN: Menyaring sari kelapa
6. BAK PENAMPUNG: Menampung santan hasil pemerasan dalam tabung ulir penekan
7. KAKI LANDASAN: Menopang keseluruhan dari mesin
8. PASAK: Pengunci roda gigi agar ikut berputar dengan poros vertikal
9. PISAU PEMARUT: Memarut kelapa yang masih utuh
10. RODA GIGI: Merubah arah putaran poros horizontal kevertikal
11. GEARBOX : Tempat gear untuk melindungi roda gigi dari kotoran.
12. MOTOR.: Sumber penggerak untuk memutar pully

13. PULLY: Meneruskan putaran motor ke poros.



Gambar 1. Mesin Pengolah Kelapa Secara Otomatis

Bagian – bagian elemennya

- | | |
|---------------------|-------------------|
| 1. Bantalan | 7. Saringan |
| 2. Poros Horizontal | 8. Bak Penampung |
| 3. Poros Vertikal | 9. Kerangka |
| 4. Pully | 10. Pisau Pemarut |
| 5. Motor | 11. Roda Gigi |
| 6. Tabung | 12. Gear Box |

2.3 RODA GIGI

Roda gigi digunakan untuk mentransmisikan daya yang besar dan putaran yang besar (d disesuaikan ukuran dan daya) penerus daya atau putaran dilakukan dengan gigi keliling roda yang saling berkaitan, dan selain itu roda gigi mempunyai kelebihan dan kelemahan dan penggunaan alat transmisi dibanding sabuk dan rantai.

A. Kelebihan dari roda gigi

1. Lebih ringkas
2. Lebih kuat
3. Baik untuk putaran tinggi
4. Dan lain-lain

B. Kekurangan dari roda gigi

1. Lebih ringkas
2. Tidak dapat digunakan antara dua poros yang berjauhan
3. Tak dapat digunakan pada putaran searah
4. Dan lain-lain

2.3.1 Klasifikasi Roda Gigi

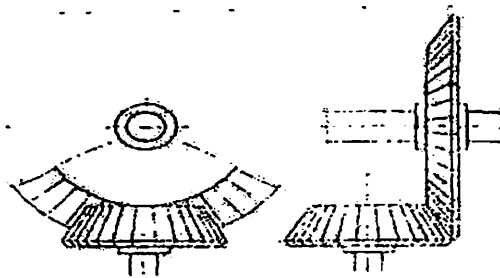
A. Menurut letak poros

1. Roda gigi dengan poros sejajar



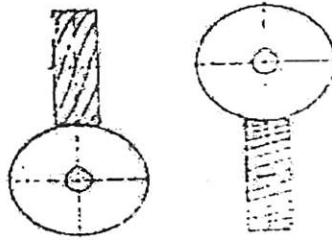
Gambar 2 Gigi poros sejajar

2. Roda gigi dengan poros berpotongan



Gambar3. Roda gigi dengan poros berpotongan

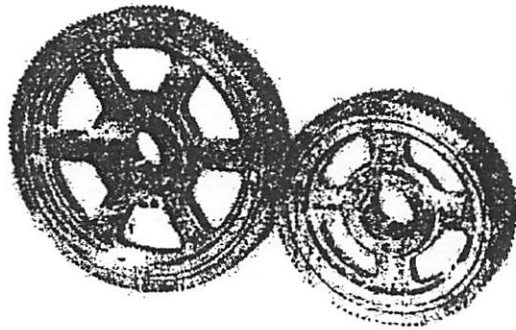
3. Roda gigi dengan berpotongan silang



Gambar 4. Roda gigi dengan berpotongan silang

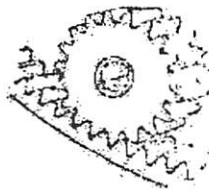
B. Menurut Arah Putaran

1. Arah putaran berlawanan



Gambar 5. Roda gigi dengan Arah putaran berlawanan

2. Arah putaran sama



Gambar 6. Roda gigi dengan arah putaran sama

2. Arah putaran gerak lurus dan berputar



Gambar 7. Roda gigi dengan Arah putaran gerak lurus dan berputar

C. Menurut Bentuk Alur

1. Roda gigi lurus



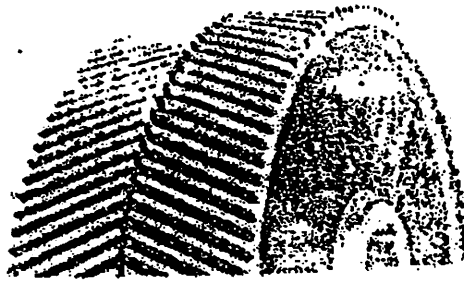
Gambar 8. Roda gigi lurus

2. Roda gigi miring



Gambar 9. Roda gigi miring

3. Roda gigi miring ganda



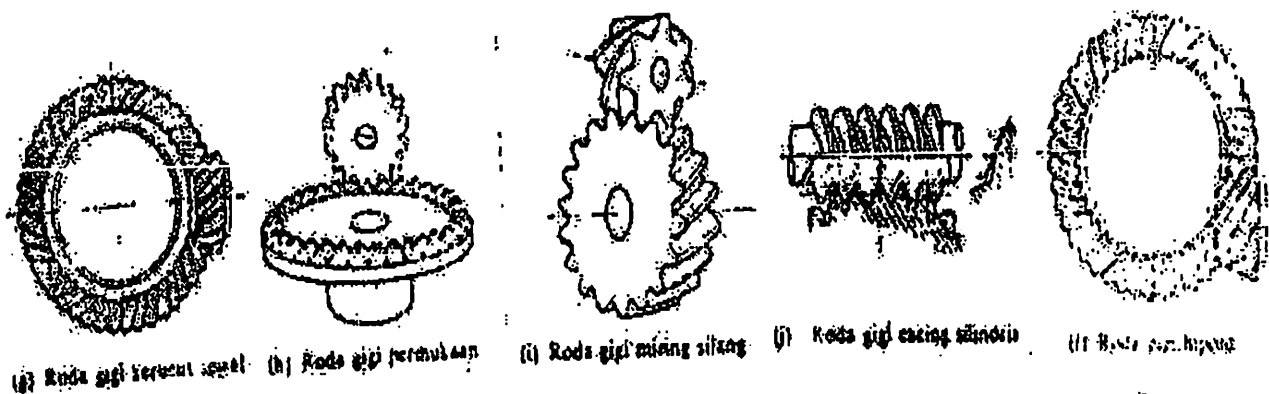
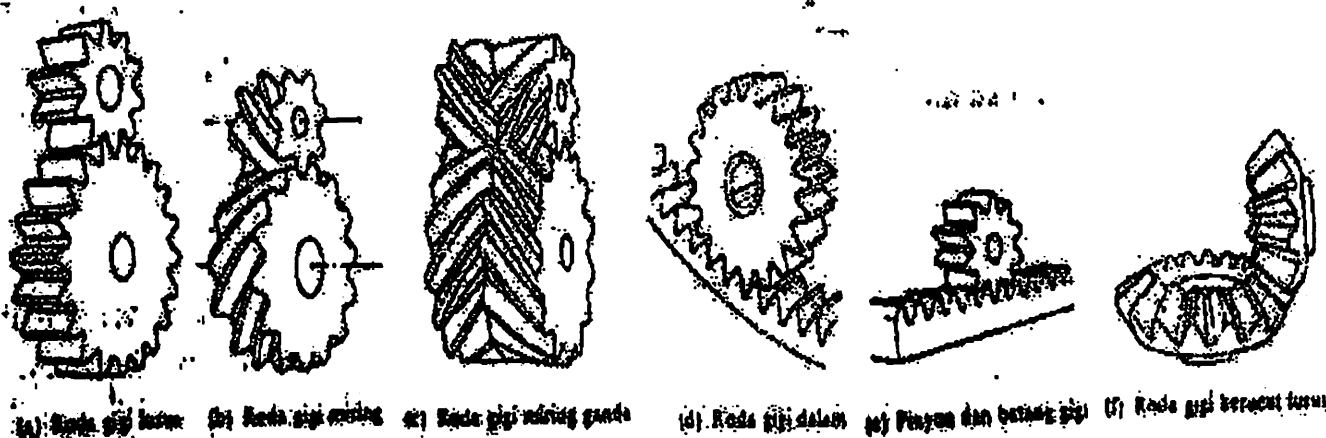
Gambar 10. Roda gigi miring ganda

Tabel 1
KLASIFIKASI RODA GIGI

Letak poros	Roda gigi	Keterangan
Roda gigi dengan poros sejajar	Roda gigi lurus (a) Roda gigi miring (b) Roda gigi miring ganda (c)	(Klasifikasi atas dasar bentuk alur gigi)
	Roda gigi luar Roda gigi dalam dan pinyon (d) Batang gigi dan pinyon (e)	Arah putaran berlawanan Arah putaran sama Gerakan lurus dan berputar
Roda gigi dengan poros	Roda gigi kerucut lurus (f) Roda gigi kerucut spiral (g) Roda gigi kerucut Zerol Roda gigi kerucut miring Roda gigi kerucut miring ganda	(Klasifikasi atas dasar bentuk jalur gigi)
	Roda gigi permukaan dengan poros berpotongan	(Roda gigi dengan poros berpotongan berbentuk istimewa)
Roda gigi dengan poros silang	Roda gigi miring silang (l) Roda gigi miring silang Roda gigi cacing silindris	Kontak titik gerakan lurus dan berputar

	(j) Roda gigi cacing selubung ganda (globoid), (k) Roda gigi cacing samping	
	Roda gigi hiperboloid Roda gigi hipoloid (L) Roda gigi permukaan silang	

Sumber: Sularso (1991;212)



2.3.2 RODA GIGI KERUCUT DAN BAGIAN-BAGIANNYA

Ciri dari roda gigi kerucut ialah sumbu porosnya saling berpotongan dalam perubahan putaran. Profil roda gigi kerucut dimana besarnya sudut puncak kerucut merupakan ukuran bagian masing-masing porosnya. Nama bagian-bagian roda gigi kerucut.

- a. Jarak sisi belakang
- b. Sudut kerucut kaki
- c. Sudut kaki
- d. Kerucut jarak bagi
- e. Sudut kepala
- f. Sudut kerucut jarak bagi
- g. Sudut kerucut kepala
- h. Sisi kerucut
- i. Sudut poros lubang poros
- j. Lubang poros
- k. Lebar muka
- l. Kepala
- m. Lubang poros Kaki
- n. Diameter lingkaran jarak bagi Diameter lingkaran jarak kaki
- o. Kerucut belakang
- p. Jarak kerucut belakang

2.3.3 Bahan Roda Gigi

A. Bahan roda gigi yang biasa terbuat dari:

- Baja
- Besi tuang
- Perunggu
- Bahan sintetis

B. Bahan roda gigi yang lebih mutakhir terbuat dari:

- Nylon
- Teflon
- Tetanium
- Serbuk besi yang disinter

Banyak variasi yang tersedia, untuk setiap keperluan tertentu maka berhubungan dengan:

- Kekuatan yang tinggi
- Umur keausan yang panjang
- Ketidakbisingan operasi

2.3.4 DASAR PERHITUNGAN PERENCANAAN RODA GIGI KERUCUT

Hubungan sudut dengan jumlah gigi:

$$T_{gy} = NP / NG = \tan \tau = NG / NP$$

NP = jumlah gigi pinion

NG = jumlah gigi Wheel

Perhitungan diameter dan jumlah roda gigi (mm):

$$I = n_1 / n_2 = 3/1 = 3 \text{ dan } \delta = z_1/z_2$$

δ = sudut puncak pinion

τ = Sudut puncak wheel

Panjang sisi kerucut rencana (R)(mm):

$$D_1 = 2 \cdot R \cdot \sin \delta_1 = d_2 = 2 \cdot R \cdot \sin \delta$$

Perhitungan jumlah gigi $Z = d/M$ (buah)

Kelonggaran puncak $ck = 0,118 \cdot M$ (mm)

Dimana:

ck = Kelonggaran puncak gigi (mm)

Gaya radial PRb = $F \cdot \tan \theta_p$ (kg)

Diameter rata-rata (Dmp) dari perhitungan torsi yang terjadi pada roda gigi pinion (Mt)

$Mt = prb \cdot Z_2 / 2 = (Kg \cdot mm)$

Dimana:

Mt = Momen yang terjadi pada roda gigi pinion (N)

prb = Gaya radial yang terjadi pada gigi (N/m^2)

Faktor penambahan tinggi gigi (x)

$X1 = 0,46 (1 + z1/z2)^2 = (mm)$

$X2 = -X1$

Dimana:

x = Faktor beban radial (mm)

Tinggi kepala gigi (hk)

$Hk1 = (1+x1) \cdot M = (mm)$

$Hk2 = (1 - x1) \cdot M = (mm)$

Dimana:

Hk = Daya yang terjadi pada roda gigi pinion

Tinggi kaki (hf (mm))

$Hf1 = (1 - x1) \cdot M + ck$

$Hf2 = (1 + x1) \cdot m + ck$

Dimana:

Hf = tinggi kaki roda gigi

M = Momen

Tinggi (H) (mm)

$H = 2 \cdot M + ck$

Dimana:

H = tinggi gigi

M = Momen (N)

c_k = kelonggaran puncak (mm)

Sudut kepala (θ_k) ($^\circ$)

$$\theta_{k1} = \tan^{-1}(hf_1 / R)$$

$$\theta_{k2} = \tan^{-1}(hf_2 / R)$$

Dimana:

θ_k = Sudut kepala

hf = beban radial (kg/mm^2)

Sudut kerucut kepala (δ_k) ($^\circ$)

$$\delta_{k1} = \delta_1 + \theta_{k1}$$

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

Dimana:

δ_k = Sudut kerucut kepala

θ_k = Sudut kepala

Sudut kerucut kaki (S_f) ($^\circ$)

$$S_{f1} = \delta_1 + \theta_{k1}$$

$$S_{f2} = \delta_2 + \theta_{k2}$$

Dimana:

S_f = Sudut kerucut kaki

θ_k = Sudut kepala

Diameter lingkaran kepala (d_k) (mm)

$$D_{k1} = d_1 + 2hk_1 \cos \delta_1$$

$$D_{k2} = d_2 + 2hk_2 \cos \delta_2$$

Dimana:

d_k = Diameter lingkaran kepala

hk = Tinggi puncak gigi

d = Diameter

Jarak dari puncak sampai puncak luar gigi (mm)

$$X_1 = (d_1 / 2) - hk_1 \sin \delta_1$$

$$X_2 = (d_2 / 2) - hk_2 \sin \delta_2$$

Tebal lingkaran(δ^0) (mm)

$$\delta 2 = (0,5 \cdot \pi + 2 X 2 \tan \delta^0)$$

Dimana fo sudut tekan

Beban puntir yang diijinkan (fb) (kg/mm²)

$$Fb = \tau a \cdot M \cdot zk v \cdot zj/ko \cdot ks \cdot km$$

Dimana:

τa = tegangan dan lenturan yang diijinkan (kg / mm²)

$k v$ = factor dinamis

j = factor geometric

$k o$ = factor beban lebih

Ks = factor ukur ($\sqrt[4]{m} / 2,24$)

Km = factor distribusi beban

Beban permukaan (ph) (kg/mm)

$$Ph = \tau v \cdot d1 / cp^2 \cdot (cv \cdot j / co \cdot cm) \cdot cv, (kg/mm)$$

Dimana:

τv = tegangan diijinkan (kg/mm²)

cp^2 = koefisien elastis

cv = factor dinamis

co = factor beban lebih (kg/mm)

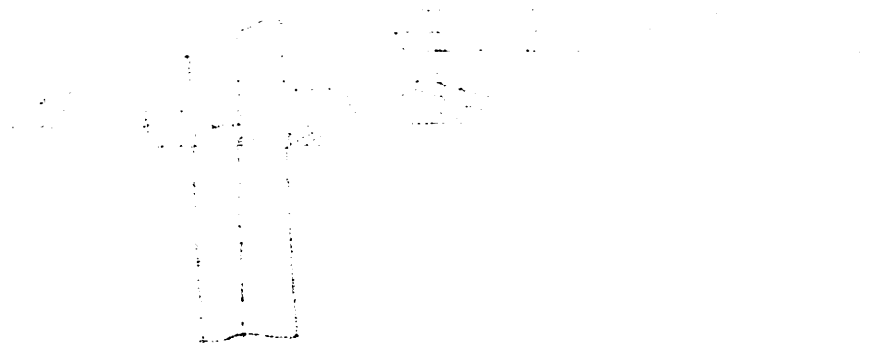
cm = factor distribusi beban (kg)

cf = factor kondisi permukaan

j = factor kondisi geometric

2.4. POROS

Poros merupakan salah satu bagian yang terpenting dari setiap perencanaan mesin untuk meneruskan daya putaran kemekanik kerja dengan melalui roda, gigi, kopling, rantai, dll.



Gambar 12. Poros vertical dan horizontal

2.4.1. MACAM-MACAM POROS

A. Poros transmisi yang mendapatkan pembebanan.

- Puntiran murni
- Beban puntiran lentur

B. Spindel poros transmisi yang relative pendek, seperti poros utama pada mesin perkakas dengan pembebanan.

- o Puntiran
- o Bentuk dan ukuran harus teliti

C. Gandar poros ini biasanya dipasang antara dua roda dimana tidak mendapatkan beban.

- puntir
- Kadang-kadang tidak berputar

2.4.2. HAL-HAL PENTING DALAM PERHITUNGAN PERENCANAAN POROS

Dalam perhitungan perencanaan poros tekan sebagai poros utama yang sebagian dipasang ulir tekan dengan alur tunggal dimana jarak kisarnya berbeda-beda dengan yang lainnya dengan posisi vertical dan tegak mlurus terhadap poros horizontal / poros pamarut.

A. KEKUATAN

Masalah kekuatan poros dalam mengalami puntiran dan lenturan ataupun beban tarik atau tekan seperti pada Putaran roda gigi pada mesin pengolah kelapa.

B. KEKAKUAN POROS

Masalah kekakuan poros kemampuan bahan poros menahan beban lentur atau defleksi puntirnyan yang terjadi terlalu besar akan mengakibatkan ketidaktelitian misalkan pada mesin perkakas atau getaran dan suara misalkan pada roda gigi, karena itu kekakuan harus diperhatikan.

C. BAHAN POROS

Masalah bahan poros juga sangat perlu diperhatikan dan poros untuk mesin pada umumnya dibuat dari baja yang ditarik dingin. Dengan penarikan dingin membuat permukaan poros menjadi keras dan kekuatannya menjadi besar, namun poros untuk putaran tinggi dibuat dari baja paduan dengan pengerasan kulit yang sangat tahan terhadap kehausan seperti, baja crom, baja crom nikel, dll.

Tabel 2
Poros

Baja karbon untuk konstruksi mesin dan baja batang yang ditinis dingin untuk poros

Standard an macam	Lambang	Perlakuan panas	Kekuatan tarik (kg/mm ²)	Keterangan
Baja karbon kontruksi mesin (JIS G 4501)	S30C	Penormalan	48	
	S35C	Penormalan	52	
	S40C	Penormalan	55	
	S45C	Penormalan	58	
	S50C	Penormalan	62	
	S55C	Penormalan	66	
Baja yang ditinis dingin	S35C-D	Penormalan	53	Ditarik dingin, digerinda, dibubut, atau gabungan antara hal-hal tersebut
	S35C-D	Penormalan	60	
	S35C-D	Penormalan	72	

Baja paduan untuk poros

Standar dan macam	Lambang	Perlakuan panas	Kekuatan tarik (kg mm ²)
Baja krom nikel (JIS G4102)	SNC 2	Pengerasan kulit	85
	SNC3	Pengerasan kulit	95
	SNC21	Pengerasan kulit	80
	SNC22	Pengerasan kulit	100
Baja krom nikel MOLIBDEN (JIS G4103)	SNCM 1	Pengerasan kulit	85
	SNCM 2	Pengerasan kulit	95
	SNCM 7	Pengerasan kulit	100
	SNCM 8	Pengerasan kulit	105
	SNCM 22	Pengerasan kulit	90
	SNCM 23	Pengerasan kulit	100
	SNCM 25	Pengerasan kulit	120
Baja krom (JIS G4104)	SCr 3	Pengerasan kulit	90
	SCr 4	Pengerasan kulit	95
	SCr 5	Pengerasan kulit	100
	SCr 21	Pengerasan kulit	80
	SCr 22	Pengerasan kulit	85
Baja krom nikel MOLIBDEN (JIS G4105)	SCM 2	Pengerasan kulit	85
	SCM 3	Pengerasan kulit	95
	SCM 4	Pengerasan kulit	100
	SCM 5	Pengerasan kulit	105
	SCM 21	Pengerasan kulit	85
	SCM 22	Pengerasan kulit	95
	SCM 23	Pengerasan kulit	100

Diameter poros

						(Satuan mm)		
4	10	*22.4	40	100	*224	400		
		24			(105)		240	
4.5	*11.2	25	45	*112	250	420		
		28			260	440		
		30			280	450		
5	*12.5	*315	50	120	300	460		
		32			*315	320	500	
		35			130	340	530	
*5.6	14	35.5	55	140	*355	560		
		38			150		360	
6	(15)	38	60	160	380	600		
							16	170
							(17)	180
*6.3	18	38	63	180	380	630		
							19	
							20	
							22	
7	22		65	220				
*7.1			70					
8			71					
9			75					
			80					
			85					
			90					
			95					

Ket :1. Tanda * menyatakan bahwa bilangan yang bersangkutan dipilih dari bilangan standart

2. Bilangan didalam kurung hanya dipakai untuk bagian dimana akan dipasang bantalan gelinding

Sumber: Sularso (1991: 3)

2.4.3. DASAR PERHITUNGAN POROS

$$D_s = [5,1/\tau_a (kt.cb.T)]^{1/3}$$

D_s = diameter poros (mm)

T = momen punter rencana (N/mm^2)

τ_a = tegangan tarik (kg/mm^2)

K_t = factor koreksi antara:

1,0 jika dikenakan secara halus.

1,0 – 1,5 jika dikenakan sedikit kejutan.

1,5 – 3,0 jika dikenakan secara kejutan atau tumbukan.

C_b = factor pemakaian antara:

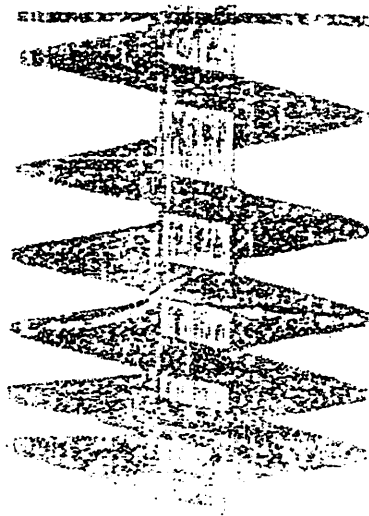
1,0 jika diperkirakan tidak terjadi beban lentur.

1,2 – 2,3 jika diperkirakan terjadi beban lentur.

Diameter poros diambil pada 15 (mm) dan disesuaikan pada table (Sularso, hal 3)

Dan dipengaruhi oleh tegangan tarik (τ_b) = $60 kg/mm^2$

2.4.4. DASAR PERHITUNGAN POROS ULIR TEKAN



Gambar 13. Ulir pada poros vertical

Diameter rata-rata adalah:

$$D = (d_o + d_1) / 2$$

Dimana:

D_o = diameter luar poros tekan (mm)

D_1 = diameter dalam poros ulir tekan (mm)

D = diameter rata-rata poros (mm)

Besarnya sudut alur yang dihitung: $\text{tg}\Phi = p / \pi \cdot D$

Dimana:

Φ = sudut alur ($^{\circ}$)

P = jarak kisar (mm)

Gaya normal yang bekerja pada poros ulir tekan: $R_n = w_k / \cos\Phi$

Dimana:

R_n = gaya normal (kg)

W_k = ampas kelapa (kg)

Gaya yang menekan alur: $f = R_n / \cos\Phi$

Dimana:

F = gaya menekan alur (kg)

Gaya geser ampas kelapa dengan poros ulir tekan: $F_s = m \cdot R_n$

Dimana:

F_s = gaya geser (kg)

M = koefisien gesek

Torsi yang bekerja pada poros ulir tekan: $T = f_x \cdot \text{tg}(l + \Phi) D / 2$

Dimana:

T = torsi C

D = diameter poros rata-rata (mm)

F_x = jumlah gaya tekan (N/mm)

Gaya berat poros ulir rata-rata: $w_p = \pi / 4 (d)^2 L \cdot f$

Dimana:

W_p = gaya berat poros ulir (kg/mm)

D = diameter poros (mm)

L = panjang poros (mm)

F = massa jenis (kg/mm²)

Dasar perhitungan poros transmisi daya: $d [s . 1 / \tau a kt . cb . T]^{1/3}$

Dimana:

Kt = factor koreksi (kg)

Cb = factor lentur (kg/mm²)

T = Tegangan diijinkan (kg/mm²)

Tegangan maksimum

$$\tau_{\text{mak}} = \sqrt{6^2 + 4\tau} \text{ atau } \tau_{\text{mak}} = s.1 ds^3 \sqrt{(km . M)^2 + (kt . T)^2}$$

Dimana:

τ = tegangan geser yang diijinkan(kg.mm²):

m / z

m = momen yang diijinkan (kg/mm)

z = jarak poros (mm)

6 = tegangan besar

$\tau = (\tau / 2p)$ (kg/mm)

Depresi puntiran (θ) : $\theta = 584 (T . L) / 2 . \Sigma . ds^2$

Dimana:

L = panjang poros (mm)

Tabel 3.

Ulir tekan

Tabel penekanan ulir: $\tan^{-1} = \theta - \tan^{-1} + \theta = \alpha$

No urut	D . π	J	Tan	θ	α
1	35 . 3,14	36	90	18	72
2	35 . 3,14	45	90	22	68
3	35 . 3,14	48	90	25	65
4	35 . 3,14	54	90	26	64
5	35 . 3,14	60	90	28	62

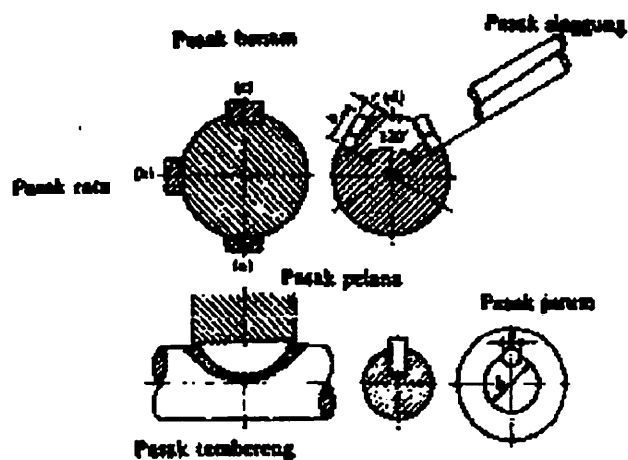
Sumber: Data setelah diolah

2.5. PASAK

Pasak adalah elemen mesin yang dipakai sebagai tahanan antara poros dengan elemen lain yang dipasang pada bagian yang bergerak agar ikut berputar, seperti poros dengan roda gigi atau puli sekaligus pengaman apabila mendapat beban lebih diatas beban maksimal yang diijinkan, dan bahan pasak dibuat dibawah kekuatan elemen yang berhubungan sehingga dianjurkan pasak rusak terlebih dahulu.

2.5.1. MACAM – MACAM KLASIFIKASI PASAK

- a. Pasak pelana
- b. Pasak benam
- c. Pasak rata
- d. Pasak singgung
- e. Pasak tambang
- f. Pasak jarum



Sumber : Ir. Sularso, MSME " Elemen Mesin"
PT. Pradnya Pramita, Jakarta 1997

Gambar 14. Pasak

2.5.2. HAL – HAL PENTING DALAM PERENCANAAN PASAK

Pasak benam segi enam penampang dimana berbentuk prismatic dan tirus yang kadang-kadang diberi kepala untuk memudahkan pencabutan, kemiringan pasak tirus umumnya 1 / 100.

Pasak rata, sisi sampingnya harus pas dengan alur pasak agar pasak tidak goyah dan rusak.

Ukuran dan bentuk standart pasak dapat dilihat pada tabel.

Tabel 4.
Ukuran – ukuran pasak

ukuran-ukuran utama

Ukuran nominal pasak $b \times h$	Ukuran standart h_1 , b_1 , dan h_2	Ukuran standart h		τ	μ	Ukuran standart h_1	Ukuran standart h_1			F_1 dan F_2	Deformasi
		Pasak prismatic Pasak luncur	Pasak tirus				Pasak luncur	Pasak tirus	Pasak prismatic		
		Diameter poros yang dapat dipakai									
2 x 2	2	2		0.16	6-20	1.2	1.0		0.5	0.08	Lebih dari 6-8 - 8-10 - 10-12 - 12-15 - 17-21
3 x 3	3	3		0.23	6-34	1.3	1.4		0.0	0.16	
4 x 4	4	4			8-45	2.3	1.8		1.2		
5 x 5	5	5			10-56	3.0	2.3		1.7		
6 x 6	6	6			14-10	3.5	2.0		2..		
(7 x 7)	7	7	7.2	0.25	16-80	4.0	3.0	3.5	2.3	0.16	- 20-25 - 22-30 - 30-38 - 38-44 - 44-30
8 x 7	8	7		0.40	18-90	4.0	3.3		2.4	0.25	
10 x 8	10	8		0.40	27-110	5.0	3.3		2.4	0.25	
12 x 8	12	8		0.40	28-140	5.0	3.3		2.4	0.40	
14 x 9	14	9			36-160	5.5	3.3		2.9		
15 x 10	15	10	10.2		40-180	5.0	5.0	5.3	3.0		- 50-55 - 55-58 - 58-65 - 65-75 - 75-85
16 x 10	16	10			45-180	6.0	4.3		3.4	0.40	
18 x 11	18	11			50-200	7.0	4.4		3.4	0.40	
20 x 12	20	12			56-220	7.5	4.9		3.9		
22 x 14	22	14			63-250	8.0	5.4		4.4		
(24 x 16)	24	16	16.2	0.60	70-280	8.0	8.0	8.3	4.4		- 80-85 - 85-95 - 95-110 - 110-150
25 x 14	25	14		0.60	70-280	9.0	1.4		4.4		
28 x 16	28	16			80-323	10.0	6.4		4.4		
		16			80-323	10.0	6.4		4.4		
32 x 18	32	18			90-360	11.0	7.4		4.5		

Ukuran dalam mm

d		b	h	x									k	
terkecil	terbesar				Hanya untuk pasak letak		Untuk pasak sorong dan letak							
16	17	5	5	0.3	12	15	20	30	40					7.5
18	22	6	6	0.3	15	20	30	40	60					9
24	30	8	7	0.3	20	30	40	60	80					11
32	36	10	8	0.3	30	40	60	80	100					12
40	44	12	8	0.3	40	60	80	100	120					14
45	50	14	9	0.4	40	60	80	100	120					16
52	58	16	10	0.4	60		80	100	120	160				18
60	68	18	11	0.4	60	80	100	120	160	200				20
70	78	20	12	0.4	80		100	120	160	200				22
80	92	24	14	0.4	80	100	120	160	200	240				24
95	110	28	16	0.5	100	120	160	200	240	280				26
115	130	32	18	0.5	120		160	200	240	280				30
135	150	36	20	0.5	120	160	200	240	280	320	360			32
156	170	40	22	0.5	160		200	240	280	320	360	400		36

Ket: untuk panjang pasak pangkal, pangkal pasak tiidak turut dihitung

Bahan: cair kwalitet 3B menurut A.V.I.J.K.I.I.1911. Tegangan patah 50-69 kg/mm², tegangan minimum 20%

Sumber: Mohd. Taib Sutan Sa'ti (1982;349)

: Sularso (1991: 10)

Jika momen rencana poros I (kg/m)

Diameter poros dalam rencana ds (mm)

Dan gaya tangensial F (kg)

Maka:

$$I / ds/2 = F$$

Gaya geser yang bekerja pada penampang datar : b l (mm²)

Oleh gaya geser τ_k (kg/mm²)

Yang terjadi:

$$\tau_k = F / b \cdot l = \tau_k > F / b \cdot l$$

Harga τ_k adalah harga yang diperoleh dengan membagi kekuatan tarik (τ_b) (kg/mm²)

dengan factor keamanan : Sfk1 . Sfk2

Untuk harga : $\tau_{ka} = T_b / Sfk1 \cdot Sfk2$

Dimana:

T_b = kekuatan tarik (kg/mm^2)

Sf_1 = factor keamanan (biasanya dipakai 6)

Sf_2 = factor keamanan

Untuk menghindari kerusakan permukaan samping dasar, tekanan bidang permukaan (p).

$$P = F / l \cdot (t_1 \text{ atau } t_2)$$

Dimana:

P = gaya keliling ($\text{kg} = \text{N}$)

T_1, t_1 = kedalaman alur pasak pada poros.

Maka tekanan yang diijinkan, panjang pasak yang diperlukan:

$$P_a \geq F / l \cdot t_1 \text{ atau } t_2 \text{ (kg/mm}^2\text{)}$$

Harga P_a sebesar 8 (kg/mm^2) untuk poros diameter kecil.

Harga P_a sebesar 10 (kg/mm^2) untuk poros diameter besar.

Dan setengah dari diatas untuk putaran tinggi.

Besarnya pasak sebaiknya 25% - 35% dari diameter poros, dan panjang pasak dengan diameter poros antara: 0,75 – 1,5 (ds) (sesuaikan dengan standart)

Dan untuk gaya F disesuaikan dengan pasak.

2.6. BANTALAN

Bantalan adalah elemen mesin yang mampu menumpu poros beban, sehingga putaran bolak-balikny adapat berlangsung secara halus aman dan tahan lama dipakai.

Bantalan harus cukup kokoh untuk memungkinkan poros dan elemen mesinnya dapat bekerja secara baik, jika bantalan tidak dapat bekerja dengan baik maka prestasi dapat menurun.

2.6.1. KLASIFIKASI BANTALAN

A. Bantalan Luncur

Pada bantalan ini terjadi gesekan luncur antara poros dan permukaan poros ditumpu oleh permukaan bantalan denganpelantaran lapisan pelumas. Bantalan ini konstruksinya sederhana dan dapat dibuat dan dipasang dengan mudah.

Dan dengan adanya pelumas bantalan dapat meredam tumbukan dalam getaran sehingga hampir tak bersuara. Tingkat ketelitiannya lebih rendah daripada bantalan gelinding, sehingga dapat lebih murah.

1. Adapun bantala luncur diklasifikasikan sebagai berikut:

- a. Bantalan radial poros.
- b. Bantalan radial berkera.
- c. Bantalan aksial berkera.
- d. Bantalan aksial poros.
- e. Bantalan aksial ujung.
- f. Bantalan radial ujung.
- g. Bantalan radial tengah

2. Menurut pemakaian:

- a. Bantalan untuk pemakaian umum.
- b. Bantalan untuk engkol.
- c. Bantalan utama mesin perkakas.
- d. Bantalan roda kereta api, dll.

B. Bantalan Gelinding.

Pada bantalan ini terjadi gesekan gelinding antara bagian yang berputar dan bagian yang diam melalui elemen gelinding yang seperti bola (peluru), rol atau rol jarum dan rol bulat. Bantalan gelinding pada umumnya lebih cocok untuk beban kecil yang tergantung dari bentuk elemen gelindingnya. Putaran pada bantalan ini dibatasi oleh gaya sentrifugal yang timbul pada elemen gelinding tersebut. Karena bentuknya yang sukar dan ketelitian yang tinggi maka hanya dibuat oleh pabrik tertentu dan harganya lebih mahal dari bantalan luncur.

Dan untuk mengatasi masalah diatas maka diproduksi menurut standart dalam berbagai ukuran dan bentuk. Keunggulan bantalan ini gesekan yang sangat rendah dan pelumas yang sederhana cukup dengan gemuk.

1. Adapun bantalan gelinding diklasifikasikan atas:
 - a. Bantalan radial untuk beban radial sedikit aksial.
 - b. Bantalan aksial untuk beban sejajar poros.
2. Menurut bentuk elemen
 - a. Bantalan bola terdiri dari:
 - Bantalan bola radial alur dalam baris tunggal
 - Bantalan bila radial magto
 - Bantalan bola kontrak sudut baris tunggal
 - Bantalan bola mampan terdiri baris ganda
 - Bantalan bola aksial satu arah
 - Bantalan bola aksial satuarah
 - Berbidang bola
 - b. Bantalan rol terdiri dari:L
 - Bantalan rol silinder baris tunggal
 - Bantalan kerucut baris tunggal
 - Bantalan rol bola
 - Bantalan rol jarum
3. Menurut diameter dalam dan luar
 - a. Ultra besar, dimana diameter luar > dari 800 (mm)
 - b. Besar dimana diameter luarnya > 180 – 180 (mm)
 - c. Sedang dimana diameter luarnya > 80 – 180 (mm)
 - d. Kecil dimana diameter dalamnya kurang dari 10 (mm) dan diameter luarnya 9 (mm) atau lebih
 - e. Miniatur diameter luarnya kurang dari 9 (mm)
4. Menurut pemakaiannya
 - a. bantalan otomotif
 - b. Bantalan mesin
 - c. Bantalan instrukmen

Bantalan gelinding biasanya terdapat ukuran metris dan inci dengan distandarkan dengan 150 dengan nomor kode.

4. Berdasarkan arah beban terhadap poros
 - a. Bantalan radial dengan arah tegak lurus poros
 - b. Bantalan aksial dengan arah sejajar sumbu poros
 - c. Bantalan gelinding khusus bantalan ini dapat menumpu beban yang arahnya sejajar dan tegak lurus sumbu poros.

2.6.2 SYARAT PEMILIHAN BAHAN BANTALAN

- a. Mempunyai kekuatan yang cukup tahan beban dan kelelahan.
- b. Dapat menyesuaikan diri terhadap lenturan poros.
- c. Sifat anti las terhadap poros jika terjadi kontak dan gesekan antara logam dengan logam.
- d. Tahan karat.
- e. Tahan aus.
- f. Dapat membenamkan kotoran atau debu kecil yang terkandung didalam bantalan.

2.6.3 HAL-HAL PENTING DALAM PERENCANAAN BANTALAN

Jika beban bantalan dan putaran poros diberikan, pertama perlu diperiksa apakah beban perlu dikoreksi. Selanjutnya menentukan beban rencana, dan pemilihan beban bantalan, kemudian tekanan bantalan yang diijinkan. Setelah itu diperiksa bahan bantalan dan ditentukan diameter poros sedemikian rupa sehingga tahan terhadap lenturan. Bila diameter poros sudah diberikan lebih dahulu mulailah dengan keuletan bantalan.

Adapun hal-hal yang perlu diperhatikan dalam perencanaan bantalan sebagai berikut:

1. Perencanaan kekuatan bantalan.

Dalam gambar diperlihatkan sebuah gambar bantalan ujung bantalan dimisalkan terhadap suatu beban yang terbagi rata dengan bekerja pada bantalan dari sebelah bawah.

Dimana: panjang bantalan dinyatakan dengan (L)

Beban dibagi satuan panjang (kg/mm^2)

Maka reaksi pada tumpuan dihitung (kg/mm)

$$W = w \cdot L$$

Dimana:

Beban bantalan (kg/mm)

Beban dibagi satuan panjang (w)

Panjang bantalan (L)

Besarnya momen lentur yang ditimbulkan oleh gaya-gaya adalah:

$$M = W^2 / 2 \text{ atau } wL / 2 \text{ (kg.mm)}$$

Besar momen tahanan maksimum (lentur) untuk lingkaran pejal adalah:

$$Z = \pi \cdot d^3 / 3,2 \sigma \text{ dan } M \leq \sigma \text{ (kg.mm}^2\text{)}.$$

Dimana:

Tegangan yang diijinkan (σ) (kg/mm²)

$$W \cdot L / Z \leq \sigma \cdot (\pi \cdot d^3 / 3,2)$$

$$L \leq (\pi / 16 \cdot \sigma / w) d^3 = L/51 \cdot \sigma / w \cdot d^3 = L \text{ maksimum}$$

2. Pemilihan

Untuk bantalan, perbandingan antara panjang dan diameter sangat penting dalam perencanaan untuk diperhatikan dalam hal-hal sebagai berikut:

- Semakin kecil (L/d) semakin rendah kemampuan bebannya.
- Semakin besar (L/d) semakin besar pula panas yang timbul.
- Dengan membesar (L/d) kebocoran pada ujung bantalan dapat diperkecil.
- Harga (L/d) terlalu besar menyebabkan tekanan tak merata.
- Harga (L/d) juga tergantung pada kekerasan bantalan, bahan lunak memerlukan L/d yang besar begitu pula sebaliknya.

3. Tekanan bantalan

Yang dimaksud tekanan bantalan adalah beban radial dibagi luas proyeksi bantalan, yang besarnya sama dengan rata-rata yang diterima oleh permukaan bantalan yang dinyatakan dengan:

$$P = W / L \cdot d \text{ (kg/mm}^2\text{)}$$

Dimana:

$$L = (\text{mm})$$

$D = (\text{mm})$

Ini adalah diameter poros harga tekanan yang diijinkan P_a tergantung pada bahan bantalan pada table 5.

Jika diganti dengan P_a untuk bantalan ujung:

$$P/d \leq (\sqrt[3]{1/5,1.G\sigma}) / P\sigma$$

5. Harga P_v

P_v merupakan bagian keamanan terhadap temperature dan kemampuan menahan beban dari bantalan batas P_v disebut factor kecepatan harga ini merupakan patokan dalam pemeriksaan kekuatan dan dapat dilihat pada table 5.

$$(P_v)_a \leq w / d^1 = v.d.N / 1000 . 60 = \pi . w . N/1000.60.1$$

$$\text{Maka: } 1 \geq \pi/1000.60 = W.N/(P_v)_a.$$

Tabel 5
BAHAN BANTALAN

Bahan bantalan	Kekerasan H_0	Tekanan maksimum yang diperbolehkan ((kg/mm ²))	Temperatur tang 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	1.0-1.8	250
Kelmet	20-30	2.8	170
Paduan alumunium	45-50	2.0-3.2	100-150
Perunggu timah hitam	40-80		220-250

Tabel 6
Ukuran bantalan

Nomor Bantalan			Ukuran Luar (mm)				Kapasitas	Kapasitas
Jenis Terbuka	Dua Sekat	Dua Sekat tanpa kontak	d	D	B	r	nominal dinamis spesifik C (kg)	nominal statis spesifik Co (kg)
6000			10	26	8	0,5	360	196
6001	6001ZZ	6001VV	12	28	8	0,5	640	229
6002	02ZZ	02VV	15	32	9	0,5	440	263
6003	6003ZZ	6003VV	17	35	10	0,5	470	296
6004	04ZZ	04VV	20	42	12	1	735	465
6005	05ZZ	05VV	25	47	12	1	790	530
6006	6006ZZ	6006VV	30	55	13	1,5	1030	740
6007	07ZZ	07VV	35	62	14	1,5	1250	915
6008	08ZZ	08VV	40	68	15	1,5	1310	1010
6009	6009ZZ	6009VV	45	75	16	1,5	1640	1320
6010	10ZZ	10VV	50	80	16	1,5	1710	1430
6200	6200ZZ	6200VV	10	30	9	1	400	236
6201	01ZZ	01VV	12	32	10	1	535	305
6202	02ZZ	02VV	15	35	11	1	600	360
6203	6203ZZ	6203VV	17	40	12	1	750	460
6204	04ZZ	04VV	20	47	13	1,5	1000	635
6205	05ZZ	05VV	25	52	14	1,5	1100	730
6206	6206ZZ	6206VV	30	62	15	1,5	1530	1050
6207	07ZZ	07VV	35	72	16	2	2010	1430
6208	08ZZ	08VV	40	80	17	2	2380	1650
6209	6209ZZ	6209VV	45	85	18	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

BAB III
PERHITUNGAN PERENCANAAN

3.1. PERHITUNGAN PERENCANAAN RODA GIGI

Ciri dari roda gigi kerucut ialah sumbu porosnya saling berpotongan dalam perubahan putaran.

1. Profil roda gigi kerucut dimana besarnya sudut puncak kerucut merupakan ukuran bagi masing-masing porosnya.
2. Nama bagian-bagian roda gigi kerucut sesuai.
 - a. Jarak sisi belakang.
 - b. Sudut kerucut kaki.
 - c. Sudut kaki.
 - d. Kerucut jarak bagi.
 - e. Sudut kepala.
 - f. Sudut kerucut jarak bagi.
 - g. Sudut kerucut kepala.
 - h. Sisi kerucut.
 - i. Sudut poros lubang poros.
 - j. Lubang poros.
 - k. Lebar muka.
 - l. Kepala.
 - m. Lubang poros.
 - n. Kaki.
 - o. Diameter lingkaran jarak bagi.
 - p. Diameter lingkaran jarak kaki.
 - q. Kerucut belakang.
 - r. Jarak kerucut belakang.
 - s. S,T. Jarak dari puncak kerucut sampai puncak luar gigi.

Ketentuan lain:

- Sumbu poros berpotongan biasanya 90 (derajat) ($^{\circ}C$)
- Sudut kerucut jarak bagi (45) derajat ($^{\circ}C$)
- Panjang sisi kerucut jarak bagi ϕ (mm)
- Sudut kerucut jarak bagi (δ). ($^{\circ}C$)
- Diameter lingkaran jarak bagi (d_1 dan d_2). (mm)
- Jumlah gigi (Z_1 dan Z_2) (buah)

Jika sudut poros dinyatakan dengan $\Sigma = 90$ atau $\delta_1 + \delta_2$.

Maka $\tan \delta_1 = Z_2 / Z_1$

$$= 90/30$$

$$= 1/3$$

$$= \tan^{-1} 0,33 \approx 18,26^{\circ}$$

Jadi: $\tan \delta_2 = \sin \Sigma / [(Z_1 / Z_2) + \cos \Sigma]$

$$= 1 / [(30 / 90) + 0]$$

$$= 1 / 0,33$$

$$= \tan^{-1} 3 \approx 72^{\circ}$$

3. Proporsi roda gigi

a. Perencanaan lingkaran jarak bagi d_1 dan d_2 .

$$D = m \times Z \dots\dots\dots \text{Sularso, hal 269}$$

$$D_1 = 3 \times 10 = 30 \text{ mm}$$

$$D_2 = 30 \times 3 = 90 \text{ mm}$$

b. Sisi kerucut.

$$R = d / (2 \times \sin \delta_1)$$

$$= 30 / (2 \times \sin 18,43)$$

$$= 30 / 0,63$$

$$= 47 \text{ mm}$$

$$R_2 = 90 / (2 \times \sin 71,6)$$

$$= 90 / 1,897$$

$$= 47 \text{ mm}$$

Sehingga dalam hal gigi tirus, kepala gigi pinion dibuat lebih tinggi dari pada kepala roda gigi besar.

c. Penambahan factor X

$$X = 0,46 \times [1 - (Z1 / Z2)^2] \dots\dots\dots\text{Sularso, hal. 269}$$

$$X1 = 0,46 \times [1 - (30 / 90)^2]$$

$$= 0,46 \times [1 - 0,0189]$$

$$= 0,41 \text{ mm}$$

$$X2 = -X1$$

$$= -0,41 \text{ mm}$$

$$\text{Kelonggaran puncak (ck)} = 0,188 \dots\dots\dots\text{Sularso, Hal 269}$$

- Tinggi kepala pinion (hkl)

$$hkl = (1 + X1) \times m$$

$$= (1 + 0,41) \times 3$$

$$= 4,23 \text{ mm}$$

$$Hf1 = (1 - X1) \times m + ck$$

$$= (1 - 0,41) \times 3 + 0,188$$

$$= 1,96 \text{ mm.}$$

- tinggi kepala roda gigi besar (hk2).....Sularso, hal 270

$$hk2 = (1-X1) \times m$$

$$= (1 - 0,41) \times 3$$

$$= 1,77 \text{ mm}$$

$$Hf2 = (1 + X1) \times m + ck$$

$$= (1 + 0,41) \times 3 + 0,188$$

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

f. Sehingga tinggi gigi adalah (H)

$$H = 2 \times m + ck \dots\dots\dots\text{Sularso, hal 270}$$

$$= 2 \times 3 + 0,188$$

$$= 6,188 \text{ mm}$$

g. Untuk pembuatan diameter

- Lingkaran kepala (dk1)

$$Dk1 = d1 = 2 \times hk1 \times \cos \delta1 \dots\dots\dots\text{Sularso, hal 270}$$

$$= 30 + 2 \times 4,23 \times \cos 18$$

$$= 38 \text{ mm}$$

- Lingkaran kepala (dk2)

$$Dk2 = d2 + 2 \times hk2 \times \delta2 \dots\dots\dots \text{Sularso, hal 270}$$

$$= 90 + 2 \times 1,77 \times \cos 72$$

$$= 91 \text{ mm}$$

h. Diameter lingkaran kaki

- Lingkaran kaki (X1)

$$X1 = (d2/2) - hk1 \times \sin \delta1 \dots\dots\dots \text{Sularso, hal 270}$$

$$= (90/2) - 4,23 \times \sin 18$$

$$= 43,69 \text{ mm}$$

- Lingkaran kaki (X2Z)

$$X2 = (d1/2) - hk2 \times \sin \delta2 \dots\dots\dots \text{Sularso, hal 270}$$

$$= (30/2) - 1,77 \times \sin 72$$

$$= 25 \text{ mm}$$

Pada umumnya sudut tekanan $\alpha = 20^\circ \dots\dots\dots \text{Sularso, hal 270}$

Kelonggaran belakang dianggap nol.

- Sehingga tebal gigi atau tebal lingkaran

$$S1 = (0,5 \times \pi + 2 \times X1 \times \tan \alpha) \times m$$

$$= (1,57 - 2 \times 43,69 \times \tan 20) \times 3$$

$$= 52,4 \text{ mm}$$

$$S2 = (0,5 \times \pi + 2 \times X1 \times \tan \alpha) \times m$$

$$= (1,57 - 2 \times 25 \times \tan 20) \times 3$$

$$= 49,89 \text{ mm}$$

Untuk kecepatan putar roda gigi (V)

$$V = \pi \times d1 \times (n1 \times 60) / (60 \times 1000)$$

$$V = 3,14 \times 30 \times 60 / 60 \times 1000$$

$$V = 2,826 \text{ rpm}$$

Untuk gaya tangensial (Ft)

$$Ft = 102 \times d1 \times 0,5 / V$$

$$Ft = 102 \times 30 \times 0,5 / 2,8$$

$$Ft = 1520 / 2,8$$

$$Ft = 542,8 \text{ kg}$$

j. ketentuan lain dalam perhitunganh perencanaan roda gigi kerucut

1. Lebar gigi 1/3 dari sisi kerucut

2. Menentukan lebar sisi

3. Bahan roda gigi (bahan keduanya sama):

- Pionir roda besar, baja perlakuan celup dingin temper S35-45C (untuk beban ringan)

- Kekerasan permukaan minimum, HB = 440

- Tegangan lentur yang diijinkan $\sigma_c = 144 \text{ kg/mm}^2$

- Tegangan kontak yang diijinkan $\sigma_a = 18,9 \text{ kg/mm}^2$

- Faktor dinamis, $K_v = 0,60$

- Modul, $M = 3$

- Faktor geometri, $J = 0,61$

- Beban lebih, $K_o = 1,50$

- Faktor distribusi, $K_m = 1,25$

- Faktor ukuran $K_s = (4 \sqrt{m}) / 2,24$

$$= (4 \sqrt{3}) / 2,24$$

$$= 1,32 / 2,24$$

$$= 0,5890,58929$$

- Sehingga dirumuskan:

$$F_b = \sigma_a \times m \times K_v \times J / (K_o \times K_s \times K_m) \dots \dots \dots \text{Sularso, hal 271-273}$$

$$= 18,9 \times 3 \times 0,60 \times 0,61 / (1,50 \times 0,588 \times 1,25)$$

$$= 18,83 \text{ kg/mm}^2$$

$$F_b = \sigma_a \times \{(d_1 / C_p^2) \times [C_v \times 1 / (C_o \times C_m \times C_f)]\}$$

$$= 144^2 \times (30 / 236872,2^2) \times (0,60 \times 0,060) / (1,50 \times 1,40 \times 1)$$

$$= 20736 \times 30 / 1,068 \times 0,036 / 2,1$$

$$= 20736 \times 28,1 \times 0,017$$

$$= 9985,2 \text{ kg/mm}^2$$

Sehingga diantara F_b dan F_h diambil yang terkecil sebagai F minimum yaitu:

$$F_b = 18,8 \text{ kg/mm}^2$$

Dan untuk menentukan lebar gigi yaitu:

$$\text{Lebar gigi} = F_t / F \text{ minimum}$$

$$= 546,4 / 18,8$$

$$= 29,1 \text{ mm}$$

Batasan lebar gigi tidak boleh lebih dari 10 x modul

Dimana: $10 \times 3 = 30$, maka ketentuan diatas memenuhi syarat yaitu tidak melebihi 10 kali dari modul (Sularso, hal 273).

3.2 Perhitungan Poros

Sebagai data awal dari perencanaan mesin pengolah kelapa secara otomatis sebagai berikut:

1. Daya motor (N) = 7 Hp
 2. Putaran poros (n_2) = 650 rpm
 3. Panjang poros (L) = 1100mm
- Menentukan daya motor dengan satuan kw

$$1 \text{ HP} = 0,735$$

$$\text{Jadi dengan} = 7 \text{ Hp} \times 0,735$$

$$= 5,14 \text{ kw}$$

- Menentukan factor koreksi daya yang akan ditransmisikan, $f_c = 1,4$

Tabel

Tabel factor koreksi

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

- Menentukan daya rencana / daya normal

$$P_d = N \cdot f_c$$

$$= 5,14 \times 1,4$$

$$= 7,196 \text{ kw}$$

- Menentukan momen torsi rencana (T)

$$T = 9,74 \times 10^5 \cdot pd / n^2$$

$$= 974 \times 10^5 \cdot 7,196 / 650 = 10782,92 \text{ kg mm}$$

- Menentukan tegangan sabuk pada posisi tarik (t_1) dan sisi kendur (t_2) dari rumus dibawah:

$$T = (t_1 - t_2) \cdot R$$

$$(t_1 - t_2) = T / R$$

$$= 10782,92 / 47,5 = 227,0 \text{ kg}$$

$$(t_1 - t_2) = 227,0 \text{ kg (persamaan I)}$$

Dimana : R = jari-jari pully penggerak (47,5 mm)

t_1 = Tegangan sabuk pada sisi tarik (kg)

t_2 = Tegangan sabuk sisi kendur (kg)

- Untuk menentukan besarnya tegangan sabuk dipakai rumus:

$$2,3 \log t_1 / t_2 = r \cdot \theta$$

Dimana : r = Koefesien gesek pully dengan sabuk

$$R = 0,44 \text{ (diasumsikan)}$$

θ = Sudut kontak antara pully dengan sabuk

$$\theta = 2,5 \text{ RAD}$$

sehingga: $\log 2,3 t_1 / t_2 = r \cdot \theta$

$$\log \frac{t_1}{t_2} = \frac{0,44 \times 2,5}{2,3} = 0,478$$

$$\log \frac{t_1}{t_2} = 0,478$$

$$\frac{t_1}{t_2} = 3$$

$$t_1 = 3 t_2 \text{ (persamaan II)}$$

Disubstitusikan persamaan I dan II (sisi kendor)

$$t_1 - t_2 = 227,0 \text{ kg}$$

$$3 t_2 - t_2 = 227,0 \text{ kg}$$

$$2 t_2 = 227,0 \text{ kg}$$

$$t_2 = 227/2 = 113,5$$

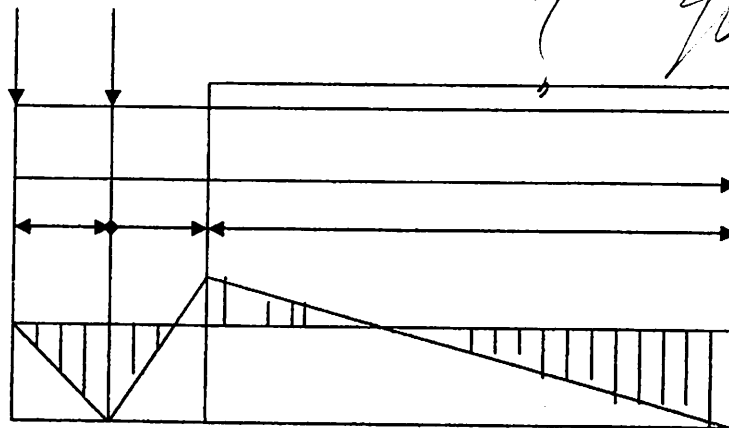
$$t_1 = 3 t_2$$

$$t_1 = 3 \times 113,5$$

$$= 340,5 \text{ kg (t) (tegangan sabuk sisi kiri tarik)}$$

3.2.1. Pembebanan Gaya Pada Poros

A. Pembebanan Gaya Poros Vertikal



Gambar 16 pembagian pembebanan arah X dan Y

$$F_x = T/L = F_y = L.F_x = 0$$

Dimana:

F = Gaya tiap poros

T = torsi pada poros

L1 = adalah panjang poros terjadinya pembebanan sesuai panjangnya

atau

$$F_{x1} = 2622,36/240$$

$$= 10,9 \text{ kg}$$

$$F_{y1} = T + F_{x1}/L_t = 2622,36 + 10,9/300$$

$$= 8,77 \text{ kg}$$

$$F_{x2} = 2622,36/60$$

$$= 38 \text{ kg}$$

$$Fy2 = T + Fx1/Lt = 2622,36 + 38/300$$

$$= 8,87 \text{ kg}$$

Dari uraian diatas kemampuan poros untuk menerima pembebanan:

$$Fx1 = 10,9 \text{ kg}$$

$$Fy1 = 8,77 \text{ kg}$$

$$Fx2 = 38 \text{ kg}$$

$$Fy2 = 8,87 \text{ kg}$$

Dan untuk kerja gaya pada poros dengan rumus:

$$Rx1 = R = Fx \cdot L / Lt$$

$$Rx1 = (Fx1 \cdot L1) + (L2 \cdot F2) / Lt$$

$$= (10,9 \cdot 240 + 38 \cdot 60) / 300$$

$$= 4896 / 300$$

$$= 16,3 \text{ kg}$$

$$Rx2 = F1 + F2 - Rx1$$

$$= (10,9 + 38) - 16,3$$

$$= 322,6 \text{ kg}$$

$$Ry1 = (Fy1 \cdot L1) + (Fy2 \cdot L2) / Lt$$

$$= (8,77 \cdot 240) + (8,87 \cdot 60) / 300$$

$$= 2637 / 300$$

$$= 8,79 \text{ kg}$$

$$Ry2 = (Fy1 + Fy2) - Ry1$$

$$= (8,77 + 8,87) - 8,79$$

$$= 8,85 \text{ kg}$$

Jadi harga momen X dan Y yang akan bekerja pada kedua bantalan:

$$MR1x = Rx1 \cdot (1/2 \cdot L1)$$

$$= 16,3 (240 \cdot 1/2)$$

$$= 1956 \text{ kg} \cdot \text{mm}$$

$$MR1x = 32,6 \cdot (1/2 \cdot L1 + L2)$$

$$= 22,6 (120 + 60)$$

$$= 4068 \text{ kg} \cdot \text{mm}$$

$$MR1x = Ry1 \cdot (1/2 \cdot L1)$$

$$= 8,79 (1/2 \cdot 240)$$

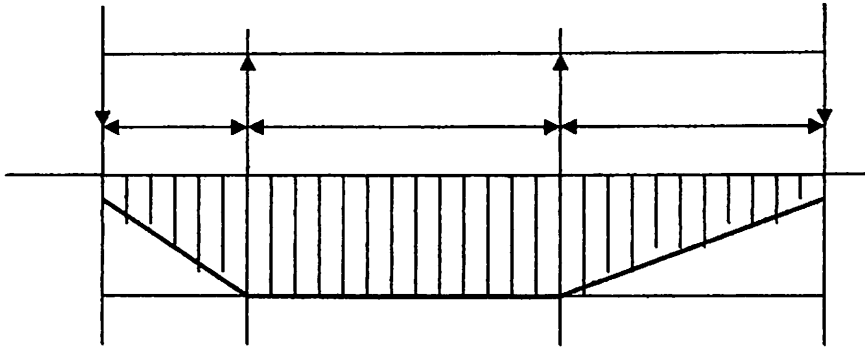
$$= 1054,8 \text{ kg} \cdot \text{mm}$$

$$MR2y = 8,85 \cdot (1/2 \cdot L1 + L2)$$

$$= 8,85 (120 + 60)$$

$$= 1593 \text{ kg} \cdot \text{mm}$$

B. Pembebanan Gaya Poros Horizontal



Gambar 16 pembagian pembebanan arah X dan Y

$$F_x = L_t / (T / l) = F_y = T / (F_x \cdot l) = 0$$

Dimana:

F = Gaya tiap poros

T = torsi pada poros

L1 = adalah panjang poros terjadinya pembebanan sesuai panjangnya

atau

$$F_{Ax} = 150 / (2622,36 / 60)$$

$$= 3,4 \text{ kg}$$

$$F_{Bx} = 150 / (2622,36 / 60) + F_{Ax}$$

$$= 150/131 + 3,4$$

$$= 4,5 \text{ kg}$$

$$F_{Ay} = T / (F_x \cdot l_a)$$

$$= 2622,36 / (3,4 \cdot 60)$$

$$= 12,85 \text{ kg}$$

$$F_{By} = T / (F_x \cdot l_b)$$

$$= 2622,36 / (FBx \cdot 20)$$

$$= 2622,36 / (4,5 \cdot 20)$$

$$= 29 \text{ kg}$$

Dari uraian diatas kemampuan poros untuk menerima pembebanan:

$$F_{Ax} = 3,4 \text{ kg}$$

$$F_{Bx} = 4,5 \text{ kg}$$

$$F_{Ay} = 12,85 \text{ kg}$$

$$F_{By} = 29 \text{ kg}$$

Dan untuk kerja gaya pada poros dengan rumus:

$$R_x = R = F_x \cdot L / L_t$$

$$R_{Ax} = (F_{Ax} \cdot L_1) + (L_2 \cdot F_2) / L_t$$

$$= (3,4 \cdot 60) / (4,5 \cdot 60) / 150$$

$$= 204 = 90/150$$

$$= 1,96 \text{ kg}$$

$$R_{Bx} = F_{Ax} + F_{Bx} - R_{Ax}$$

$$= (3,4 + 4,5) - 1,96$$

$$= 9,0067 \text{ kg}$$

$$R_{Ay} = (F_{Ay} \cdot L_1) + (F_{By} \cdot L_2) / L_t$$

$$= (12,85 \cdot 60) + (29 \cdot 20) / 150$$

$$= (771) + (508) / 150$$

$$= 9 \text{ kg}$$

$$R_{By} = (F_{Ay} + F_{By}) - R_{Ay}$$

$$= (12,29 + 29) - 9$$

$$= 33 \text{ kg}$$

C. Momen Yang Terjadi Pada Tumpuan

$$M_{Ax} = R_{Ax} \cdot L$$

$$= 1,96.90$$

$$= 176 \text{ kg} \cdot \text{mm}$$

$$M_{Bx} = R_{Bx} \cdot L$$

$$= 5,94.20$$

$$= 118,8 \text{ kg} \cdot \text{mm}$$

$$M_{Ay} = R_{Ay} \cdot L$$

$$= 9.90$$

$$= 900 \text{ kg} \cdot \text{mm}$$

$$M_{By} = R_{By} \cdot 20$$

$$= 33.20$$

$$= 660 \text{ kg} \cdot \text{mm}$$

Jadi harga momen X dan Y yang akan bekerja pada kedua bantalan:

$$MR_{1x} = R_{Ax} \cdot (L \cdot 1/2)$$

$$= 16,3 (240 \cdot 1/2)$$

$$= 1956 \text{ kg} \cdot \text{mm}$$

$$MR_{2x} = 22,6 \cdot (1/2 \cdot L_1 + L_2)$$

$$= 22,6 (120 + 60)$$

$$= 4068 \text{ kg} \cdot \text{mm}$$

$$MR_{1y} = R_{y1} \cdot (1/2 \cdot L_1)$$

$$= 8,79 (1/2 \cdot 240)$$

$$= 1054,8 \text{ kg} \cdot \text{mm}$$

$$MR_{2y} = 8,85 \cdot (1/2 \cdot L_1 + L_2)$$

$$= 8,85 (120 + 60)$$

$$= 1593 \text{ kg} \cdot \text{mm}$$

D. Momen Gabungan

$$M_x = \sqrt{(1952)^2 + (4068)^2}$$

$$= \sqrt{(3825936 + 16548624)}$$

$$= 4114,75 \text{ kg} \cdot \text{mm}$$

$$M_y = \sqrt{(1054,8)^2 + (4068)^2}$$

$$M_x = \sqrt{(1112603 + 4068)^2}$$

$$M_y = \sqrt{(1112603 + 2537649)}$$

$$= 1910,5 \text{ kg} \cdot \text{mm}$$

3.2.2. Pemilihan Bahan untuk Poros

A. Bahan poros vertical

Dari table 1.1 (Sularso: hal 3)

Baja untuk poros yang difinis dingin.

Lambang		kekuatan tarik
S45C-D	perlakuan panas	60 kg/mm ²

Diameter poros (D) = 15 mm

Tegangan lentur yang diijinkan (τ) = 7,9 kg/mm²

Putaran poros (n) = 650 rpm

Kekuatan tarik rencana (σ_b) = 60 (kg/mm²)

Baja paduan (sf1) = 6,0

Pengaruh permukaan = 1,3 angka pilihan (1,3 – 3,0)

a. Tegangan geser yang diijinkan

$$\tau_a = \tau_b / sf1 \cdot sf2$$

$$\tau_a = 60 / 6,0 \cdot 1,3 = 7,69 \text{ kg} \cdot \text{mm}^2$$

b. Momen rencana

$$ds = [5,1 / \tau_a (kt \cdot cb \cdot T)]^{1/3} \dots\dots\dots \text{Sularso, hal 8}$$

$$15 = [5,1 / 7,69 \cdot 1,3 \cdot 1,5 \cdot T]^{1/3}$$

$$15 = [0,66 \cdot 1,95 \cdot T]^{1/3}$$

$$15 = [1,287]^{1/3} \cdot T^{1/3}$$

$$T^{1/3} = 15 / [1,287]^{1/3}$$

$$T^{1/3} = 15 / 1,0877$$

$$T^{1/3} = 13,790$$

$$T = \sqrt[3]{13,790}$$

Jadi momen rencana (T) = 2622,36 kg . mm

Pembuktian:

$$ds = [5,1 / \tau_a (kt \cdot cb \cdot T)]^{1/3} \dots\dots\dots \text{Sularso, hal 8}$$

$$ds = [0,66 \cdot 1,95 \cdot T]^{1/3}$$

$$ds = [5,1 / \tau_a (kt \cdot cb \cdot 2622,36)]^{1/3}$$

$$ds = [3374,98]^{1/3}$$

$$ds = 14,99 \text{ atau } 15 \text{ mm}$$

Jadi untuk pembebanan lentur dan punter yang akan terjadi pada poros (ds) sebesar 15 mm dan sebagian panjang poros dipasang ulir tekan.

- c. Perhitungan tegangan maksimum pada poros dalam menerima pembebanan punter dan lentur untuk meneruskan daya melalui roda gigi dan menimbulkan gaya tekan maupun dalam meneruskan gaya transmisi melalui sabuk atau rantai dan dipermukaan poros terjadi tegangan geser

dan tegangan putir. Karena disini bahan liat (poros) digunakan $\sigma_{max} = < \sigma_a$.

Pada poros transmisi dan pasangan roda gigi yang saling berhubungan langsung dengan poros yang sebagian dipasang oleh tekan.

Tegangan maximum untuk poros dengan beban roda gigi dan dengan mengingat beban berulang maka perlu diketahui data berikut:

Diameter poros(d_1) = 15 mm

Faktor koreksi (k_t) = 1,5

Faktor lentur (k_m) = 1,3

Momen punter rencana (T) = 2622,36 kg.mm

Faktor tambahan (M) = 1,2

Keterangan:

K_t = Untuk momen punter

M = poros tumpuan ujung

Sehingga:

$$\begin{aligned} \sigma_{max} &= [5,1 / d_s^3 \sqrt{(k_m \cdot M)^2 + (k_t \cdot T)}] \dots \dots \dots \text{Sularso, hal 18} \\ &= 5,1 / 15^3 \sqrt{(1,5 \cdot 1,2) + (1,5 \cdot 2622,36)} \\ &= 5,1 / 3375 \sqrt{(1,8)^2 + (3409,06)^2} \\ &= 0,0015 \sqrt{11621750,46} \\ &= 0,015 \cdot 3409,1 \\ &= 5,15 \text{ kg/mm}^2 \end{aligned}$$

Sehingga didapat tegangan yang diijinkan lebih besar dari tegangan maximum yang ditimbulkan poros sebagai berikut:

$$\sigma_{\max} = 5,15 < \sigma_a = \text{tegangan yang diijinkan}$$

Dimana dimana didapatkan tegangan geser yang diijinkan:

$$Z_p = \pi / 32 \cdot d_s^3$$

$$= 3,14 / 32 \cdot 15^3$$

$$= 330,75$$

$$\sigma_a = T / z \cdot p$$

$$= 262622,36 / 330,75$$

$$= 7,9 \cdot \text{kg/mm}^2 \text{ (besarnya tegangan geser yang diijinkan)}$$

d. Berat poros vertikal

$$W = \pi / 4 \cdot d_s^2 \cdot L \cdot \gamma$$

Dimana:

$$\text{Panjang poros (L)} = 300 \text{ mm}$$

$$\text{Massa jenis baja karbon } (\gamma) = 7,8 \cdot 10^6 \text{ kg/mm}^3$$

$$W = 0,785 (15)^2 \cdot 300 \cdot (7,8 \cdot 10^{-6})$$

$$= 0,4 \text{ kg/mm}^2$$

B. Bahan Poros Horizontal

Dari table 1.1 (Sularso: hal 3)

Baja untuk poros yang difinis dingin.

Lambang		kekuatan tarik
S45C-D	perlakuan panas	60 kg/mm ²

Diameter poros (D) = 15 mm

Tegangan lentur yang diijinkan (τ) = 7,9 kg/mm²

Putaran poros (n) = 650 rpm

Kekuatan tarik rencana (σ_b) = 60 (kg/mm²)

Baja paduan (sf1) = 6,0

Pengaruh permukaan = 1,3 angka pilihan (1,3 – 3,0)

a. Tegangan geser yang diijinkan

$$\tau_a = \tau_b / sf1 \cdot sf2$$

$$\tau_a = 60 / 6,0 \cdot 1,3 = 7,69 \text{ kg} \cdot \text{mm}^2$$

b. Momen rencana

$$ds = [5,1 / \tau_a (kt \cdot cb \cdot T)]^{1/3} \dots\dots\dots \text{Sularso, hal 8}$$

$$15 = [5,1 / 7,69 \cdot 1,3 \cdot 1,5 \cdot T]^{1/3}$$

$$15 = [0,66 \cdot 1,95 \cdot T]^{1/3}$$

$$15 = [1,287]^{1/3} \cdot T^{1/3}$$

$$T^{1/3} = 15 / [1,287]^{1/3}$$

$$T^{1/3} = 15 / 1,0877$$

$$T^{1/3} = 13,790$$

$$T = \sqrt[3]{13,790}$$

Jadi momen rencana (T) = 2622,36 kg . mm

Pembuktian:

$$ds = [5,1 / \tau_a (kt . cb . T)]^{1/3} \dots\dots\dots \text{Sularso, hal 8}$$

$$ds = [0,66 . 1,95 . T]^{1/3}$$

$$ds = [5,1 / \tau_a (kt . cb . 2622,36)]^{1/3}$$

$$ds = [3374,98]^{1/3}$$

$$ds = 14,99 \text{ atau } 15 \text{ mm}$$

Jadi untuk pembebanan lentur dan punter yang akan terjadi pada poros (ds) sebesar 15 mm dan sebagian panjang poros dipasang ulir tekan.

- c. Perhitungan tegangan maksimum pada poros dalam menerima pembebanan punter dan lentur untuk meneruskan daya melalui roda gigi dan menimbulkan gaya tekan maupun dalam meneruskan gaya transmisi melalui sabuk atau rantai dan dipermukaan poros terjadi tegangan geser dan tegangan putir. Karena disini bahan liat (poros) digunakan $\sigma_{max} = <$ σ_a .

Pada poros transmisi dan pasangan roda gigi yang saling berhubungan langsung dengan poros yang sebagian dipasang oleh tekan.

Tegangan maximum untuk poros dengan beban roda gigi dan dengan mengingat beban berulang maka perlu diketahui data berikut:

$$\text{Diameter poros}(d_1) = 15 \text{ mm}$$

$$\text{Faktor koreksi } (k_t) = 1,5$$

$$\text{Faktor lentur } (k_m) = 1,3$$

$$\text{Momen punter rencana } (T) = 2622,36 \text{ kg.mm}$$

$$\text{Faktor tambahan } (M) = 1,2$$

Keterangan:

K_t = Untuk momen puntir

M = poros tumpuan ujung

Sehingga:

$$\begin{aligned} \sigma_{\max} &= [5,1 / d_s^3 \sqrt{(k_m \cdot M)^2 + (k_t \cdot T)}] \dots \dots \dots \text{Sularso, hal 18} \\ &= 5,1 / 15^3 \sqrt{(1,5 \cdot 1,2) + (1,5 \cdot 2622,36)} \\ &= 5,1 / 3375 \sqrt{(1,8)^2 + (3409,06)^2} \\ &= 0,0015 \sqrt{11621750,46} \\ &= 0,015 \cdot 3409,1 \\ &= 5,15 \text{ kg/mm}^2 \end{aligned}$$

Sehingga didapat tegangan yang diijinkan lebih besar dari tegangan maximum yang ditimbulkan poros sebagai berikut:

$$\sigma_{\max} = 5,15 < \sigma_a = \text{tegangan yang diijinkan}$$

Dimana dimana didapatkan tegangan geser yang diijinkan:

$$Z_p = \pi / 32 \cdot d_s^2$$

$$= 3,14 / 32 \cdot 15^3$$

$$= 330,75$$

$$\sigma_a = T / z \cdot p$$

$$= 262622,36 / 330,75$$

$$= 7,9 \cdot \text{kg/mm}^2 \text{ (besarnya tegangan geser yang diijinkan)}$$

d. Berat poros vertikal

$$W = \pi / 4 \cdot d_s^2 \cdot L \cdot \gamma$$

Dimana:

$$\text{Panjang poros (L)} = 300 \text{ mm}$$

$$\text{Massa jenis baja karbon } (\gamma) = 7,8 \cdot 10^6 \text{ kg/mm}^3$$

$$W = 0,785 (15)^2 \cdot 300 \cdot (7,8 \cdot 10^{-6})$$

3.3 Perhitungan Perencanaan Pasak

Pasak disini adalah pasak puli yang digerakkan dengan poros ulir tekan, dimana bahan yang digunakan adalah ST 37 yang mempunyai kekuatan tarik 37 kg/mm^2 .

A. Perhitungan poros Pasak Vertikal

Data-data yang diketahui:

$$\begin{aligned} F &= T / (ds) = T / r \dots\dots\dots \text{K. Giecek, hal 207} \\ &= 2622,36 / 7,5 \\ &= 349,05 \text{ kg} \end{aligned}$$

Dimana:

Diameter poros (ds) = 15 mm

Momen rencana (T) = 2622,36 (kg.mm)

Gaya tangensial (F) = 349,05 kg

b. Tegangan geser yang diijinkan (σ_a)

Untuk mendapatkan tegangan geser dengan ketentuan bahwa (σ_a) > max yang ditimbulkan oleh permukaan poros.

c. Tegangan maksimum (σ_{max})

$$\sigma_{max} = \sigma_b / (sfk1 + sfk2)$$

$$sfk1 = 6$$

sfk2 = dapat dipilih antara:

1 – 1,5 beban yang dikenakan secara perlahan

1,5 – 3 beban dikenakan yumbukan ringan

2 – 5 beban dikenakan tiba-tiba

Kekuatan tarik dapat diambil dari table pasak (σ_b) = 55 (kg/mm²)

$$\sigma_{max} = \sigma_b / (sf1 + sf2) = (\text{kg/mm}^2)$$

$$= 55/6,0 \cdot 1$$

$$= 9,16 \text{ (kg/mm}^2\text{)}$$

Jadi $\sigma_{\max} = F / b \cdot L1 \leq 11,655 \dots L1 \geq 15 \text{ (mm)}$

$$= 349,65/5 \cdot 6$$

$$= 11,655 \text{ kg/mm}^2$$

d. Panjang pasak aktif (Lk)

$$Lk = L1 + L2$$

$$= 6 + 15$$

$$= 21 \text{ mm}$$

$$b/ds = 5.15$$

$$= 0,33 \text{ mm}$$

Dan untuk batas yang baik antara $0,25 < 0,33 < 0,35$

$$Lk / ds = 21/15$$

$$= 1,4$$

Dan untuk batas yang baik antara $0,75 < 1,4 < 1,5$

Maka untuk b/ds dan Lk/ds memenuhi syarat perbatasan yang ditentukan sesuai pada pedoman (Sularso hal 27 dan 28).

Maka kesimpulan bahwa ukuran pasak:

$$\text{Penampang} = 5 \times 5 \text{ (bxh)mm}^2$$

$$\text{Panjang pasak} = 21 \text{ mm}$$

$$\text{Kekuatan tarik} = S5 5C D \text{ kg/mm}^2$$

Dan ukuran ukuran pasak dapat diambil pada table (Sularaso hal 10)

B. Perhitungan Pasak Horisontal

Data-data yang diketahui:

$$\begin{aligned}
 F &= T / (ds/2) = T / r \dots\dots\dots K. Giecek, hal 207 \\
 &= 2622,36 / 7,5 \\
 &= 349,05 \text{ kg}
 \end{aligned}$$

Dimana:

Diameter poros (ds) = 15 mm

Momen rencana (T) = 2622,36 (kg.mm)

Gaya tangensial (F) = 349,05 kg

b. Tegangan geser yang diijinkan (σ_a)

Untuk mendapatkan tegangan geser dengan ketentuan bahwa (σ_a) > max yang ditimbulkan oleh permukaan poros.

c. Tegangan maksimum (σ_{max})

$$\sigma_{max} = \sigma_b / s_{fk1} \cdot s_{fk2}$$

$$s_{fk1} = 6$$

$$s_{fk2} = \text{dapat dipilih antara:}$$

1 – 1,5 beban yang dikenakan secara perlahan

1,5 – 3 beban dikenakan yumbukan ringan

2 – 5 beban dikenakan tiba-tiba

Kekuatan tarik dapat diambil dari table pasak (σ_b) = 55 (kg/mm²)

$$\begin{aligned}\sigma_{\max} &= \sigma b / (sf_1 + sf_2) = (\text{kg/mm}^2) \\ &= 55 / 6,0 \cdot 1 \\ &= 9,16 (\text{kg/mm}^2)\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\text{Jadi } \sigma_{\max} &= F / b \cdot L_1 \leq 11,655 \dots \dots L_1 \geq 15 (\text{mm}) \\ &= 349,65 / 5 \cdot 6 \\ &= 11,655 \text{ kg/mm}^2\end{aligned}$$

d. Panjang pasak aktif (Lk)

$$\begin{aligned}L_k &= L_1 + L_2 \\ &= 6 + 15 \\ &= 21 \text{ mm}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}b/ds &= 5 \cdot 15 \\ &= 0,33 \text{ mm}\end{aligned}$$

Dan untuk batas yang baik antara $0,25 < 0,33 < 0,35$

$$\begin{aligned}L_k / ds &= 21 / 15 \\ &= 1,4\end{aligned}$$

Dan untuk batas yang baik antara $0,75 < 1,4 < 1,5$

Maka untuk b/ds dan L_k/ds memenuhi syarat perbatasan yang ditentukan sesuai pada pedoman (Sularaso hal 27 dan 28).

Maka kesimpulan bahwa ukuran pasak:

$$\text{Penampang} = 5 \times 5 (\text{bxh}) \text{mm}^2$$

$$\text{Panjang pasak} = 21 \text{ mm}$$

Kekuatan tarik = S5 5C D kg/ mm²

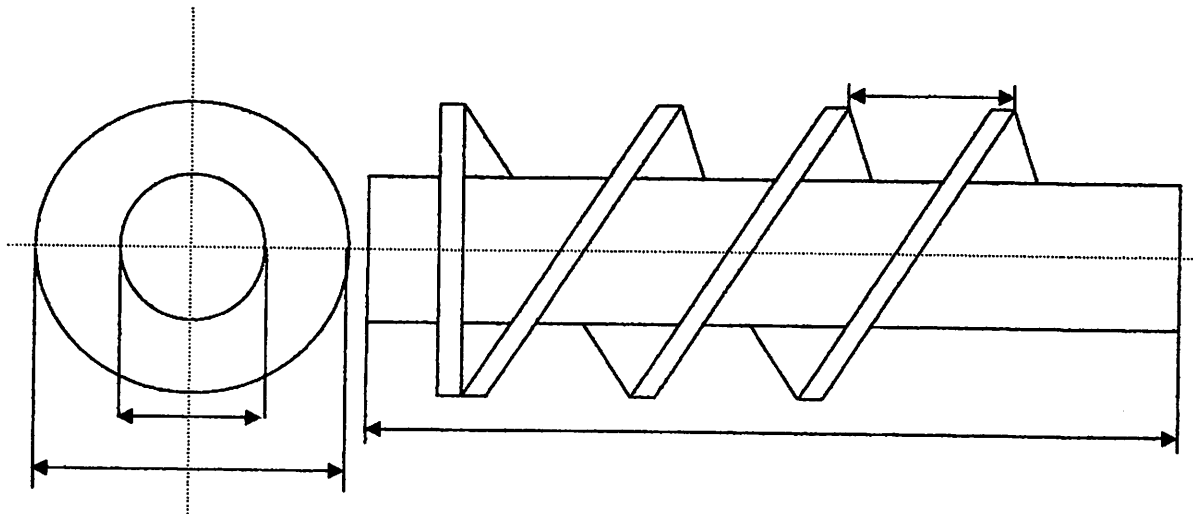
Dan ukuran ukuran pasak dapat diambil pada table (Sularaso hal 10)

3.4. Perencanaan Ulir tekan

Ulir ini mempunyai bentuk beralur tunggal dengan bentuk segi empat yang berfungsi untuk menekan dan mendorong jeruk dalam tagung tersebut keruang pemerasan.

Gambar. 3.1

Ulir pemeras



Perencanaan ulir tekan yang dipasang pada poros vertical dengan data sebagai berikut:

- Panjang poros ulir (L) = 240 mm
- Dimeter poros luar (do) = 50 mm
- Dimeter poros dalam (d1) = 15 mm
- Jarak kisar (J) = 5 buah

- Dengan jarak masing-masing $J_1 = 36, J_2 = 42, J_3 = 48, J_4 = 54, J_5 = 60$ (mm)

- Diameter rata-rata (d) didapatkan:

$$\begin{aligned} D &= d_o + d_1/2 \\ &= 15 + 50/2 \\ &= 65/2 \\ &= 35 \text{ mm} \end{aligned}$$

- Besarnya sudut alur tiap ulir ($\text{tg}^{-1} \theta$)

$$\text{tg}^{-1} \theta = J / \pi \cdot d$$

Dimana:

θ = Sudut ulir tekan

J = Jarak kisar (mm)

D = Diameter rata-rata(mm)

- Besarnya sudut kelima buah ulir tekan, maka tiap ulir dihitung dalam table dari ulir atas ulir kelima sampai ulir terakhir.

Tabel 7. Penekanan ulir: $\tan^{-1} \theta - \tan^{-1} \theta + \theta = \alpha$

Tabel penekanan ulir: $\tan^{-1} \theta - \tan^{-1} \theta + \theta = \alpha$

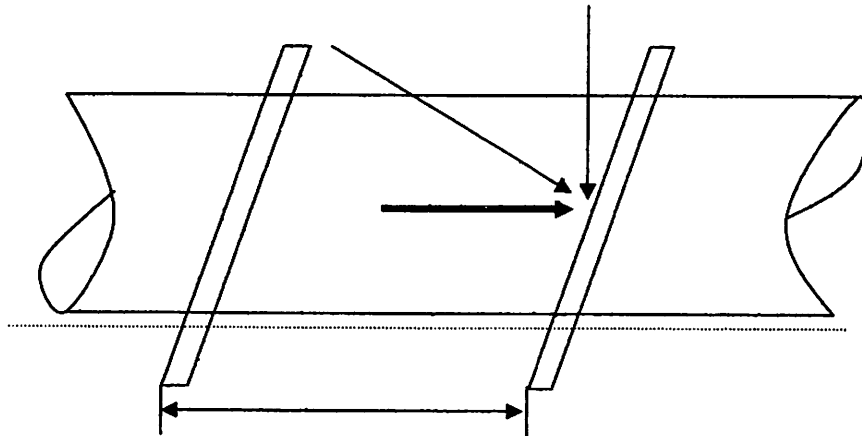
No urut	D . π	J	Tan	θ	α
1	35 . 3,14	36	90	18	72
2	35 . 3,14	45	90	22	68
3	35 . 3,14	48	90	25	65
4	35 . 3,14	54	90	26	64
5	35 . 3,14	60	90	28	62

Arah gaya digambarkan penekanan sebagai berikut:

Gaya yang bekerja pada poros ulir diantaranya gaya normal, dimana gaya ini tegak lurus dengan alur ulir dan berpengaruh pada penekanan, juga terjadi gesekan antara kelapa dengan poros ulir.

Gambar 3.2.

Gaya yang terjadi pada poros ulir



- Gaya normal tiap-tiap ulir dengan rumus:

$$W_k \cdot 0,5 / (\cos \alpha / g) = R_n$$

Dimana:

W_k = bahan olahan

$\cos \alpha$ = sudut

g = 9,81

Gaya normal pada ulir ke-5

$$\begin{aligned} Rn5 &= Wk / (\cos \alpha / g) \\ &= 0,5 / (62 / 9,81) \\ &= 0,5 / 6,3 \\ &= 0,079 \text{ kg} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} Rn4 &= Wk / (\cos / g) \\ &= 0,5 / (64 / 9,81) \\ &= 0,5 / 6,5 \\ &= 0,077 \text{ kg} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} Rn3 &= Wk / (\cos . g) \\ &= 0,5 / (65 / 9,81) \\ &= 0,5 / 6,6 \\ &= 0,076 \text{ kg} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} Rn2 &= Wk / (\cos .g) \\ &= 0,5 / (65 / 9,81) \\ &= 0,5 / 6,9 \\ &= 0,07 \text{ kg} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} Rn1 &= Wk / (\cos .g) \\ &= 0,5 / (65 / 9,81) \\ &= 0,5 / 6,9 \\ &= 0,68 \text{ kg} \end{aligned}$$

- Gaya F ialah gaya penekanan pada olahan:

$$F = R_n / \tan . A_1 = R_n / \tan . \pi / 4 . d^2$$

$$= R_n / \tan . \pi . d$$

$$= R_n / \tan . \pi / 4 . d^2$$

$$F_5 = 0,079 / 28 . 0,785 . 35^2$$

$$= 0,079 . / 28 . 961,6$$

$$= 2,7 \text{ kg}$$

$$F_4 = 0,079 / 26 . 961,6$$

$$= 2,8 \text{ kg}$$

$$F_3 = 0,079 / 25 . 961,6$$

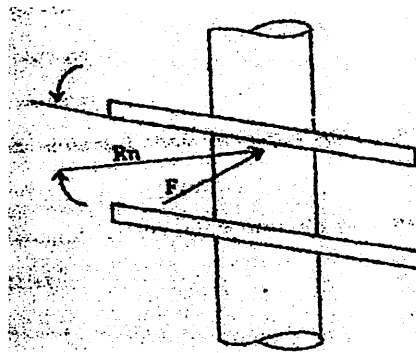
$$= 2,9 \text{ kg}$$

$$F_2 = 0,079 / 22 . 961,6$$

$$= 3,1 \text{ kg}$$

$$F_1 = 0,068 / 18 . 961,6$$

$$= 3,6 \text{ kg}$$



Gambar 18. Arah F dan Rn

Maka gaya maksimum yang terjadi diujung bawah ulir poros pada ulir tekan = 3,6 kg dan minimum penekanan terjadi pada awal ulir = 2,7 kg.

- Jadi besarnya penekanan rata-rata adalah

$$\begin{aligned}RT &= F_{\min} + F_{\max} / L_n \\ &= 3,6 + 27 / 240 \\ &= 0,3 \text{ (kg/mm}^2\text{)}\end{aligned}$$

Dimana:

RT = F gaya rata-rata pada poros

L_n = Panjang poros ulir

- Gaya gesek antara bahan olah

$$F_s = \mu \times R_n$$

F_s = gaya gesek(kg)

μ = Koefisien gesek

R_n = gaya normal(kg)

Koefisien gesek antara bahan olahan dengan ulir tekan (μ) = 0,08 untuk bahan perunggu.

Untuk menghitung, diambil salah satu ulir pertama:

$$F_s = \mu \times R_{n1}$$

$$F_{s1} = 0,08 \cdot 2,7$$

$$= 0,216 \text{ kg}$$

$$F_{s2} = 0,08 \cdot 2,7$$

$$= 0,0056 \text{ kg}$$

$$F_{s3} = 0,076 \cdot 0,08$$

$$= 0,00608 \text{ kg}$$

$$F_{s4} = 0,077 \cdot 0,08$$

$$= 0,00616 \text{ kg}$$

$$F_{s5} = 0,079 \cdot 0,08$$

$$= 0,0063 \text{ kg}$$

3.5. Perencanaan Bantalan

A. Bantalan untuk poros vertical

Data bantalan diketahui:

Bahan bantalan baja chrom

Putaran poros horizontal = 650 rpm

Diameter poros = 15 mm

Dengan menggunakan table 4.13. Sularso hal 143 diperoleh dimensi bantalan sebagai berikut:

Nomor seri = 6002

Kapasitas nominal dinamis spesifik (C) = 440 kg

Kapasitas nominal statis spesifik (Co) = 263 kg

Diameter dalam (d)	= 15 mm
Diameter luar (D)	= 42 mm
Lebar bantalan (B)	= 9 mm
Gaya radial (Fa)	= FAx + FBx
	= 3,4 + 4,5
	= 7,9 kg
Gaya aksial (Fr)	= FBy + FBz
	= 12,85 + 29
	= 41,85 kg
Jenis Fa / Co	= 41,85 / 263
	= 0,159 kg

Beban equivalent dinamis (pr)

$$Pr = 0,56 \cdot V \cdot XFr + Y Fa$$

Dimana: x = 0,56

Y = 1

V = 1,31 (1,45)

(Untuk x, v, y, diambil dari table 4.9 Sularso, elemen mesin hal 135)

Sehingga:

$$\begin{aligned} Pr &= (0,56 \cdot 1 \cdot 7,9) + (1,31 \cdot 41,85) \\ &= 4 + 55 \\ &= 59 \text{ kg} \end{aligned}$$

Faktor kecepatan (Fn)

$$\begin{aligned} Fn &= (33,3 / n)^{1/3} \\ &= (33,3 / 650)^{1/3} \\ &= 0.017 \text{ kg} \end{aligned}$$

Faktor umur (Fh)

$$Fh = Fn \cdot C / Pr$$

C, adalah nominal dinamis spesifik dapat dilihat pada nomor bantalan

$$\begin{aligned} Fh &= 0.017 (440/71,37) \\ &= 0.017 \times 6,1650 \\ &= 0.104 \text{ kg} \end{aligned}$$

Umur nominal (Lh)

$$\begin{aligned} Lh &= 500 \cdot (Fh)^3 \\ &= 500 (0.104)^3 \\ &= 0.56 \text{ jam / hari} = 17.36 \text{ bulan} = 1.44 \text{ (tahun)} \end{aligned}$$

B. Untuk bantalan Untuk Poros Horisontal

Data bantalan diketahui:

Bahan bantalan baja chrom

Putaran poros horizontal = 422500 rpm

Diameter poros = 15 mm

Dengan menggunakan table 4.13. Sularso hal 143 diperoleh dimensi bantalan sebagai berikut:

Nomor seri = 6002

Kapasitas nominal dinamis spesifik (C) = 440 kg

Kapasitas nominal statis spesifik (Co) = 263 kg

Diameter dalam (d) = 15 mm

Diameter luar (D) = 42 mm

Lebar bantalan (B) = 9 mm

Gaya radial (Fa) = $F_{Ax1} + F_{Bx2}$

= 10 + 38

= 48,9 kg

Gaya aksial (Fr) = $F_{By1} + F_{By2}$

= 8,77 + 8,87

= 17,64 kg

$$\begin{aligned} \text{Jenis Fa / Co} &= 48,9 / 263 \\ &= 0,18 \text{ kg} \end{aligned}$$

Beban equivalent dinamis (P_r)

$$P_r = 0,56 \cdot V \cdot X_{Fr} + Y \cdot F_a$$

$$\text{Dimana: } x = 0,56$$

$$Y = 1,55$$

$$V = 1,2$$

(Untuk x, v, y, diambil dari table 4.9 Sularso, elemen mesin hal 135)

Sehingga:

$$\begin{aligned} P_r &= (0,56 \cdot 48,9 \cdot 1,2) + (17,64 \cdot 0,068) \\ &= 32,2 + 39,17 \\ &= 71,37 \text{ kg} \end{aligned}$$

Faktor kecepatan (F_n)

$$\begin{aligned} F_n &= (33,3 / n)^{1/3} \\ &= (33,3 / 422500)^{1/3} \\ &= 2,62 \times 10^{-5} \text{ kg} \end{aligned}$$

Faktor umur (F_h)

$$F_h = F_n \cdot C / P_r$$

C, adalah nominal dinamis spesifik dapat dilihat pada nomor bantalan

$$Fh = 2.62 \times 10^{-5} (440/71,37)$$

$$= 2.62 \times 10^{-5} \times 6,1650$$

$$= .16.1523 \times 10^{-5} \text{ kg}$$

Umur nominal (Lh)

$$Lh = 500 \cdot (Fh)^3$$

$$= 500 (16.1523 \times 10^{-5})^3$$

$$= 500 (4124.08)$$

$$= 20.62 \text{ jam / hari} = 618.6 \text{ bulan} = 51.55 \text{ (tahun)}$$

BAB IV PENUTUP

Kesimpulan

Spesifikasi roda gigi

1. Dimensi roda gigi
 - a. Panjang kerujut jarak bagi (R1) < (R2) = 41;47 mm
 - b. Sudut kerujut (δ_1) (δ_2) = 18;72 °
 - c. Tinggi gigi = 6,188 mm
 - d. Diameter lingkaran kepala (dk1) (dk2) = 38;89,86 mm
 - e. Diameter lingkaran kaki (x1) (x2) = 14,78;43,69 mm
2. Bahan roda gigi
 - a. Baja karbon = S35C
 - b. Massa jenis = 7,8 x 10⁻⁶ kg/mm³
3. Kekuatan roda gigi
 - a. Tegangan lentur = 22,7 kg/mm²
 - b. Tegangan kontak = 144 kg/mm²
 - c. Kekerasan permukaan = HB, 500

Spesifikasi poros

1. Dimensi poros
 - a. Diameter poros (V), (h) = 15 mm
 - b. Diameter poros (V), (h) = 300; 150 mm
2. Bahan roda gigi
 - a. Baja = S45D
 - b. Difinis dingin
3. Kekuatan poros
 - a. Kekuatan tarik = 60 kg/mm²
 - b. Tegangan maksimum poros (V), (h) (σ_{max}) = 5,15 kg/mm²
 - c. Tegangan yang diijinkan untuk poros (V), (h) (σ_a) = 7,9 kg/mm²

Spesifikasi pasak

1. Dimensi ulir tekan

- a. Diameter besar (D) = 50 mm
- b. Diameter besar (ds) = 15 mm
- c. Jumlah ulir (JI) = 5 buah
- d. tebal (t) = 1 mm

2. Bahan ulir tekan

- Bahan ulir (Bg) = baja giling

3. Kekuatan pasak

- a. Tegangan maximum terjadi (σ_{max}) = 3,6 kg/mm²
- b. Tegangan minimum terjadi (σ_{min}) = 2,7 kg/mm²
- c. Tegangan rata-rata (τ_{Rt}) = 0,3 kg/mm²

Spesifikasi bantalan

1. Dimensi bantalan

- a. Nomor = 6002
- b. Diameter dalam(d) = 15 mm
- c. Diameter luar(D) = 32 mm
- d. Lebar (B) = 9 mm
- e. Jari-jari lengkungan ® = 0,5 mm

2. Bahan roda gigi

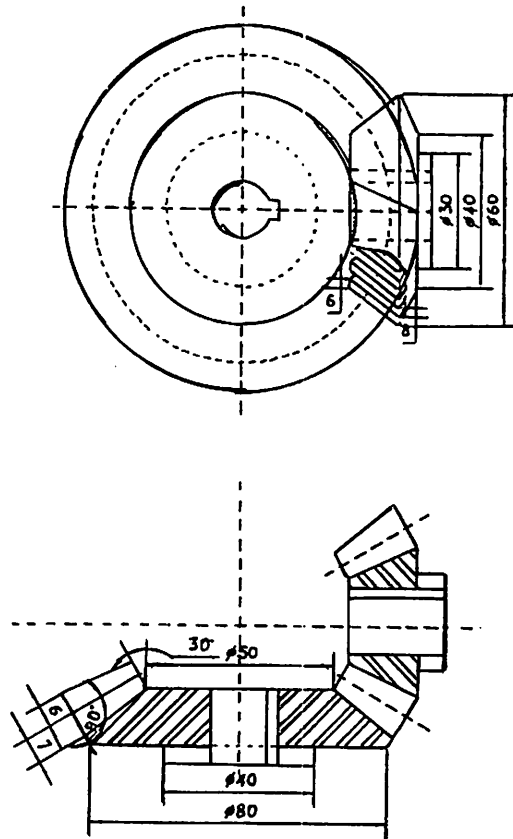
- a. Baja = SCr3
- b. Jenis gelinding


3. Kekuatan poros

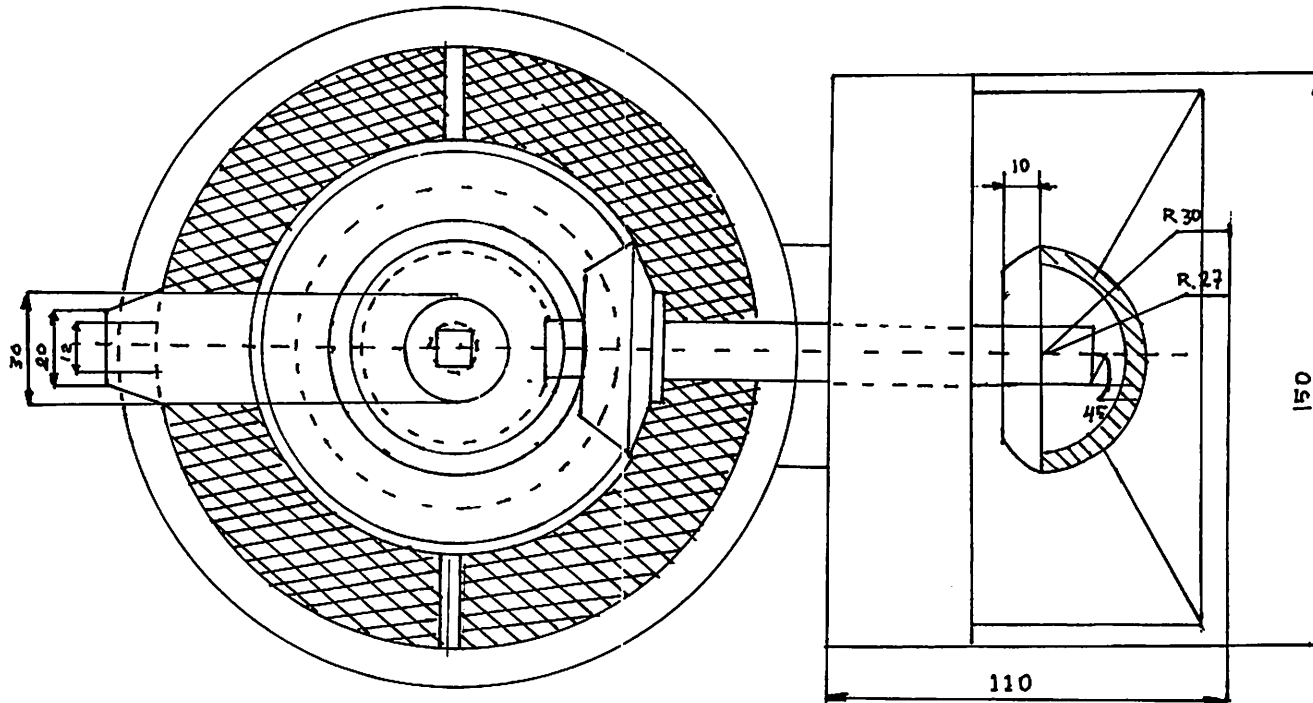
- a. Gaya radial (Fr) = 7.9 kg
- b. Gaya aksial (Fa) = 41.85 kg
- c. Umur bantalan (Lh), = 1.44 dan 51.55 tahun


DAFTAR PUSTAKA

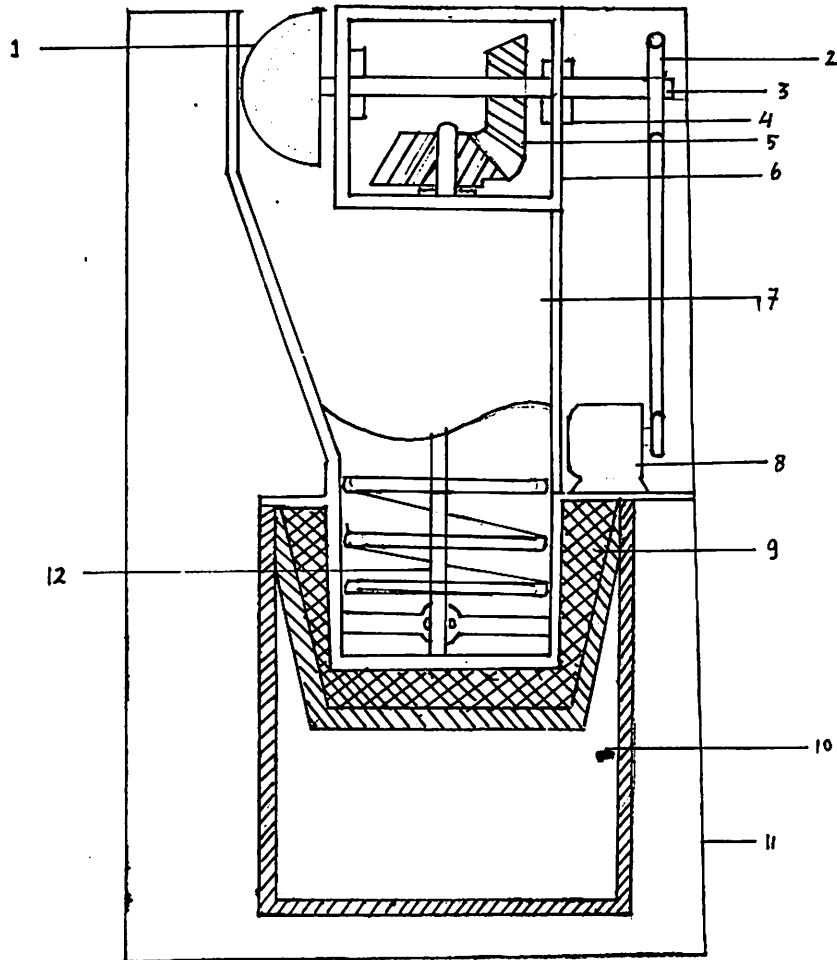
- Darwin Sebayang, 1981. **Kunci Jawaban Soal-Soal Kekuatan Bahan**. Edisi ketiga. Penerbit Erlangga. Jakarta.
- K. Gieck. 1997. **Kumpulan rumus-rumus Teknik**. Edisi revisi keenam. Cetakan ketiga. Penerbit PT. Pradnya Paramita Pustaka Teknologi dan Informasi. Jakarta.
- Mohd. Taib Sutan Sa'ti. 1982. **Buku Polyteknik**. Cetakan kesepuluh. Penerbit Sumur Bandung. Bandung.
- Sularso dan Khiyokatsu Suga. 1991. **Dasar-Dasar Perencanaan dan pemilihan Elemen mesin**. Cetakan ketujuh. PT. Pradnya Paramita. Jakarta.
- Warre. J Luzadder Hendarsin H. 1996. **Menggambar teknik**. Edisi kedelapan. Cetakan ketiga. Penerbit erlangga. Jakarta



	SKALA: 1 : 1	DI GAMBAR: ROBBY BAIHAQI, W	KETERANGAN
	SATUAN: MM	NIM: 00.51.238	
	TGL: 21-02-2005	DIPERIKSA: SIBUT, ST	
ITN	ROBBY BAIHAQI		



	SKALA : 1 : 1	DIGAMBAR : ROBBY BAIHAQI W.	FETERANGAN
	SATUAN : mm	NIM : 00.51.238	
	TGL : 21-02-2005	DIPERIKSA : SIBUT, ST	
ITN	PISAU PEMARUT & SARINGAN		A 4



12	POROS/ULIR PEMERAS	1
11	KERANGKA	
10	BAK PENAMPUNG	2
9	SARINGAN	1
8	MOTOR	1
7	TABUNG	1
6	GEAR BOX	1
5	RODA GIGI KERUCUT	1
4	BANTALAN	5
3	POROS VERTIKAL	1
2	PULY	1
1	PISAU PEMARUT	1
JMLH	BAGIAN ELEMEN	

	SKALA: 1 : 1	DIGAMBAR: ROBBY BAIHAQI W.	KETERANGAN
	SATUAN: mm	NIM: 00.51.230	
	TGL: 21-02-2005	DIPERIKSA: SIBUT, ST	
1 TN	MESIN PENGOLAH KELAPA	A 4	