

34 733/09



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember



RSM

621.815
War
P-1
2009

TUGAS AKHIR - 0502

PERENCANAAN SISTEM TRANSMISI PADA MESIN PEMOTONG KETELA

FEDYANTO WARDHANA
NRP 2103 030 074

Dosen Pembimbing
Ir. Suharlyanto, MT

PROGRAM STUDI DIPLOMA III
JURUSAN TEKNIK MESIN
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2009

PERPUSTAKAAN ITS	
Tgl. Terima	11-2-2009
Terima Dari	H
No. Agenda Prp.	340



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember

FINAL PROJECT - 0502

PLANNING OF TRANSMISSION SYSTEM AT KETELA CUTTER MACHINE

FEDYANTO WARDHANA
NRP 2103 030 074

Supervisor
Ir. Suhariyanto, MT

PROGRAM STUDY DIPLOMA III
MECHANICAL ENGINEERING DEPARTMENT
Faculty Technology Industry
Sepuluh Nopember Institute of Technology
Surabaya 2009

LEMBAR PENGESAHAN

“PERENCANAAN SISTEM TRANSMISI PADA MESIN PEMOTONG SINGKONG”

TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Ahli Madya

Pada

Bidang Studi Manufaktur
Program Studi Diploma III Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh :

FEDYANTO WARDHANA

NRP. 2103 030 074

Disetujui oleh Pembimbing Tugas Akhir :

I. Ir. Suharyanto, MT

.....(Pembimbing)



SURABAYA
PEBRUARI, 2009

“PERENCANAAN SISTEM TRANSMISI PADA MESIN PEMOTONG KETELA”

NAMA : FEDYANTO WARDANA
NRP : 2103. 030. 074
DOSEN PEMBIMBING : Ir. SUHARIYANTO, MT

ABSTRAK

Pada awalnya untuk membuat kripik singkong digunakan tenaga manual (tenaga manusia). Yaitu dengan menggunakan pisau potong dan dipotong satu per satu. Namun proses merajang dengan menggunakan system seperti ini memakan waktu yang cukup lama, sehingga bisa dikatakan kurang efektif.

Dengan motor listrik sebagai penggerak utama dan menggunakan system transmisi berupa perbandingan pulley dan belt, didapatkan proses perajang singkong yang lebih cepat.

Berdasarkan perhitungan mesin perajang singkong dibutuhkan gaya untuk memotong singkong sebesar 196,89 N, dan motor penggerak dengan daya 0,5 Hp dengan putaran 1500 rpm, dengan ketebalan potongan singkong sebesar 2 mm dari percobaan diperoleh kapasitas $\pm 1,23$ kg/menit atau 73 kg/jam.

“PLANNING OF TRANSMISSION SYSTEM AT KETELA CUTTER MACHINE”

NAME : FEDYANTO WARDHANA
NRP : 2103. 030. 074
CONSELLOR LECTURE : Ir. SUHARIYANTO, MT

ABSTRAC

Initially to make cassava crisply used manual energy (manpower). That is by using crosscut and crosscut knife one per one. But process system by using to cut like this eat sufficient time, so that can be told less effective.

With electromotor as especial activator and use transmission system in the form of pulley comparison and belt, got quicker cassava cutting process.

Pursuant to calculation cassava cutting machine required style to cut cassava equal to 196,89 N, and activator motor with energy 0,5 Hp with rotation 1500 rpm, thickly cassava cutting equal to 2 mm from attempt obtained capacities 1,23 Kg / minute or 73 kg/hours

KATA PENGANTAR

Alhamdulillah, segala puji syukur kami limpahkan kehadirat Allah SWT, yang telah memberikan rahmat dan petunjuknya, sehingga penyusunan Tugas Akhir dengan judul :

“PERENCANAAN SISTEM TRANSMISI PADA MESIN PERAJANG SINGKONG”

Dapat terselesaikan dengan baik. Tugas akhir ini merupakan salah satu persyaratan yang harus dipenuhi oleh setiap mahasiswa program studi D3 teknik mesin FTI – ITS untuk bisa dinyatakan lulus. Kami dalam laporan ini berharap, semoga hal-hal yang tercantum didalamnya bisa bermanfaat bagi siapapun yang tertarik untuk mempelajari dan mengembangkannya. Selain itu Tugas Akhir ini merupakan suatu bukti yang dapat diberikan kepada almamater dan masyarakat untuk kehidupan sehari-hari.

Banyak sekali pihak yang berperan langsung maupun tidak langsung dalam penyelesaian Tugas Akhir ini, oleh karena itu pada kesempatan ini kami menyampaikan terimakasih kepada:

1. Orang tua dan keluarga saya yang tercinta atas dukungannya
2. Bapak Ir. Suhariyanto, MT. selaku kepala program studi D3 Teknik Mesin FTI – ITS dan sekaligus dosen pembimbing Tugas Akhir.
3. Bapak Ir. Bambang Sampurno, MT. selaku koordinator Tugas Akhir.
4. Bapak Dosen Tim penguji yang telah memberikan banyak masukan dan saran guna kesempurnaan Tugas Akhir ini.
5. Bapak / Ibu dosen dan seluruh karyawan program studi D3 teknik mesin FTI-ITS yang telah banyak memberikan bantuan selama perkuliahan.

6. Teman-teman angkatan 2003 D3 teknik mesin, terima kasih atas kerjasama yang baik selama ini.
7. semua pihak yang membantu penyusunan Tugas Akhir ini.

Kami mengakui masih ada kekurangan dan ketidak sempurnaan pada penulisan ini, maka dari itu kritik dan saran yang sifatnya membangun sangat diharapkan demi kesempurnaan Tugas Akhir ini.

Surabaya, Pebruari 2009

Penyusun,

DAFTAR ISI

JUDUL.....	i
LEMBAR PENGESAHAN	ii
ABSTRAK	iii
KATA PENGANTAR	iv
DAFTAR ISI	v
DAFTAR GAMBAR	vi

BAB I PENDAHULUAN

1.1. Latar Belakang	1
1.2. Permasalahan	1
1.3. Tujuan	2
1.4. Batasan Masalah	2
1.5. Sistematika Penulisan	2

BAB II DASAR TEORI

2.1. Analisa Sistem transmisi	4
2.1.1 Pulley dan Belt	4
2.1.2. Menghitung Kecepatan Keliling pulley	4
2.1.3. Menghitung gaya keliling pulley	5
2.1.4. Menghitung tegangan belt.	5
2.1.5.. Mencari luasan penampang belt.	5
2.1.6 Mencari diameter luar dan diameter dalam pulley.....	6
2.1.7. Mencari gaya berat pulley	7
2.1.8. Mencari gaya pulley yang terjadi pada poros	7
2.1.9. Mencari panjang belt	8
2.1.10. Mengatur jarak antar poros	8
2.1.11. Mencari sudut kontak	9
2.1.12. Mencari tegangan maksimum belt	9
2.1.13. Mencari jumlah putaran belt per detik	10



	2.1.14. Mencari umur belt	11
2.2.	Poros	11
	2.2.1. Macam-macam poros.....	11
	2.2.2. Bahan poros.....	12
	2.2.3. Bidang Horisontal dan vertikal.....	14
	2.2.4. Menghitung momen terbesar.....	14
	2.2.5. Menghitung torsi di titik momen yang terbesar	15
	2.2.6. Menghitung diameter poros	15
2.3.	Bantalan	16
	2.3.1. Klasifikasi bantalan.....	17
	2.3.2. Mencari gaya radial bantalan	21
	2.3.3. Mencari beban ekivalen	21
	2.3.4. Menghitung umur bantalan	22
2.4.	Pasak	22
	2.4.1 Variasi / bentuk-bentuk pasak.....	23
	2.4.2. Pasak datar segi empat (standar Square Key)....	24
	2.4.3. Kedudukan pasak pada porosnya	21
	2.4.4. Bahan pasak.....	26
	2.4.5. Mencari tegangan geser.....	26
	2.4.6. Mencari panjang pasak untuk tegangan geser...27	
	2.4.7. Mencari panjang pasak untuk tegangan kompresi	27
	2.4.8. Mencari panjang pasak	28

BAB	III METODOLOGI	
3.1	Data hasil survey.....	29
3.2	Diagram alir tugas akhir	31
3.3	Cara kerja mesin... ..	32
3.4	Prosedur pengujian.....	33
3.5	Kriteria hasil pengujian.....	33



BAB IV PERENCANAAN DAN PERHITUNGAN

4.1.	Analisa Sistem Transmisi.....	34
4.1.1.	Data data	34
4.1.2.	Data Putaran Poros Pisau (blade)	34
4.1.3.	Data Kapasitas Mesin	35
4.1.4.	Data gaya geser blade	36
4.1.5.	Data Torsi Pada Pisau	36
4.1.6.	Data Torsi Pada Pulley.....	37
4.1.7	Data Daya Untuk Memutar Poros dan Pisau.....	37
4.1.8.	Data Daya Motor	38
4.2.	Perhitungan Pulley dan Belt	38
4.2.1	Kecepatan Keliling pulley	39
4.2.2.	Gaya Keliling (F_{rated})	39
4.2.3	Menghitung Tenggangan Belt yang Timbul Karena Beban	40
4.2.4	Mencari Diameter Luar dan Diameter Dalam Pulley	40
4.2.5.	Menghitung gaya berat pulley yang digerakkan	41
4.2.6.	Menghitung gaya pulley yang terjadi pada poros	42
4.2.7.	Menghitung panjang belt	42
4.2.8.	Mengatur jarak antar poros	43
4.2.9.	Menghitung Sudut kontak	44
4.2.10.	Menghitung Tegangan maksimum	44
4.2.11.	Jumlah putaran belt perdetik	45
4.2.12.	Umur Belt	45
4.3.	Perhitungan poros	46
4.3.1.	Persamaan Momen Pada Bidang Horisontal dan Vertikal	47
4.3.2.	Menghitung momen terbesar	58
4.3.3.	Menghitung torsi di titik momen terbesar	58
4.3.4.	Menghitung diameter poros	59

4.4. Perhitungan bantalan	60
4.4.1. Menghitung gaya radial bantalan	60
4.4.2. Menghitung beban equivalent	61
4.4.3. Menghitung umur bantalan	61
4.5. Perhitungan pasak	62
4.5.1. Bahan pasak	62
4.5.2. Menghitung tegangan geser	63
4.5.3. Menghitung panjang pasak untuk tegangan geser	63
4.5.4. Menghitung panjang pasak untuk tegangan kompresi	64
4.5.5. Menghitung panjang pasak	64
4.6. Hasil Pengujian	65
BAB V PENUTUP	
5.1. Kesimpulan	66
5.2. Saran	67
DAFTAR PUSTAKA	68
LAMPIRAN	69

BAB I PENDAHULUAN

I.1. Latar Belakang

Dalam industri kecil khususnya industri kripik singkong masih banyak dijumpai pengerjaan pembuatan kripik singkong dengan tenaga manusia (manual). Hal ini kurang menjamin efisiensi dan waktu pengerjaan, seperti halnya banyak dijumpai didaerah jawa timur khususnya jember

Dalam tugas akhir ini orientasi sasaran mengarah pada aktivitas masyarakat yang kesehariannya membuat kripik singkong dengan cara memotong kripik secara manual yang akan menghasilkan irisan kripik yang mempunyai ketebalan berbeda. Oleh karena itu perlu diberi bantuan berupa mesin pemotong kripik singkong yang nantinya akan membantu di dalam aktivitas sehari-hari untuk meningkatkan hasil produksinya baik secara kuantitas maupun kualitas.

I.2. Permasalahan

Kripik singkong yang ada dipasaran pada umumnya memiliki ketebalan irisan singkong yang berbeda-beda antara satu dengan yang lainnya. Hal ini terjadi karena pengerjaan pembuatan kripik singkong dengan tenaga manual atau alat konvensional biasa lainnya seperti banyak dijumpai di daerah jember (jawa timur)

Permasalahan yang dapat diangkat untuk dijadikan sebagai awal dalam pengerjaan Tugas Akhir dengan membuat kripik singkong multi guna ini adalah lama pengerjaan kecepatan potong dan ketebalan irisan. Agar nantinya dapat memberikan hasil yang memuaskan bagi orang-orang yang bergerak di bidang industri kripik.

1.3. Tujuan

Tujuan pembuatan keripik singkong multi guna ini dalam tugas akhir adalah :

1. Merancang dan menghitung sistem transmisi pemotong singkong supaya dapat diperoleh alat yang efisien dan terjangkau harganya.
2. Membuat prototype mesin keripik singkong multi guna sesuai hasil rancangan dan perhitungan daya sebagai realisasi teori kedalam bentuk actual

1.4. Batasan masalah

Dalam tugas akhir ini perlu dibatasi permasalahan-permasalahan yang timbul supaya tidak terlalu meluas, diantaranya adalah :

- Bentuk irisan berupa potongan memanjang dan bulat.
- Bahan baku yang dapat dipotong adalah singkong kentang dan wortel.

1.5. Sistematika Penulisan.

Sistem dalam penulisan Tugas Akhir ini adalah sebagai berikut :

BAB I PENDAHULUAN

Dalam bab ini berisikan tentang latar belakang, permasalahan tujuan, batasan masalah, metodologi dan sistematika penulisan.

BAB II DASAR TEORI

Dalam bab ini dibahas mengenai beberapa teori penunjang yang mendukung dalam pembuatan dan perhitungan.

BAB III METODOLOGI

Dalam bab ini berisi diagram alir tugas akhir, prinsip kerja alat, dan prosedur pengujian.

BAB IV ANALISA PERHITUNGAN

Dalam bab ini terdiri dua bagian. Bagian pertama berisi data – data yang didapat dari pengamatan di lapangan. Bagian yang kedua berisi tentang analisa perhitungan .

BAB V KESIMPULAN

Berisi tentang kesimpulan dan rangkuman dari proses pembuatan dan hasil perhitungan komponen Mesin keripik singkong.

BAB VI :DAFTAR PUSTAKA

Dalam bab ini berisi tentang judul buku yang dipakai sebagai penunjang dalam pengerjaan Tugas Akhir.

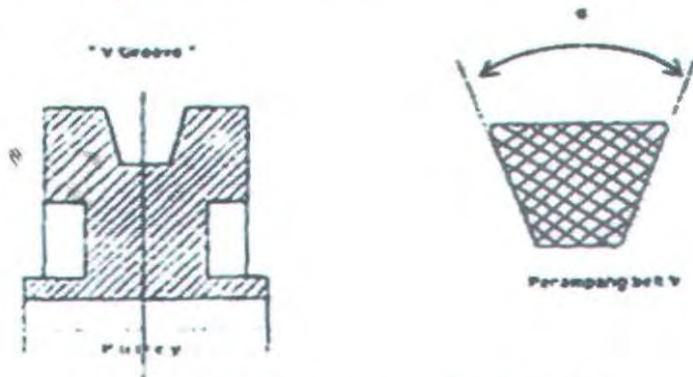
BAB VII LAMPIRAN

Dalam bab ini menyajikan keterangan – keterangan, gambar, tabel yang mendukung atau memperjelas materi Tugas Akhir.

BAB II DASAR TEORI

2.1. Analisa Sistem Transmisi.

2.1.1. Pulley dan Belt.



Gambar 2.1. Penampang Pulley dan Belt

Fungsi pulley dan belt sebagai salah satu komponen mesin yang sangat sederhana dan berfungsi sebagai transmisi daya dengan mengandalkan gesekan antara belt dan pulley.

Untuk menghitung pulley dan belt dapat dicari dengan menggunakan rumus sebagai berikut :

2.1.2. Menghitung Kecepatan Keliling pulley.

$$V = \frac{\pi D n}{1000 \cdot 60} \dots\dots\dots (2.11)$$

Dimana :

V = Kecepatan keliling pulley (m/s).

D = Diameter pulley (mm).

n = Putaran motor (rpm).

2.1.3. Menghitung gaya keliling pulley.

$$F_{\text{rated}} = \frac{102 N}{V} \dots\dots\dots (2.12)$$

Dengan adanya overload factor ($\beta = 1,5$), maka gaya diatas menjadi :

$$F = 1,5 \cdot F_{\text{rated}} \dots\dots\dots (2.13)$$

Dimana :

F_{rated} = F = Gaya keliling pulley (kg).

N = Daya motor (Kw).

V = Kecepatan pulley (m/s).

2.1.4. Menghitung tegangan belt.

$$K = 2 \times \varphi \times \sigma_0 \dots\dots\dots (2.14)$$

Dimana :

φ = Faktor tarikan

σ_0 = Tegangan awal (kg/cm^2).

K = Tegangan yang timbul pada belt (kg/cm).

2.1.5. Mencari luasan penampang belt.

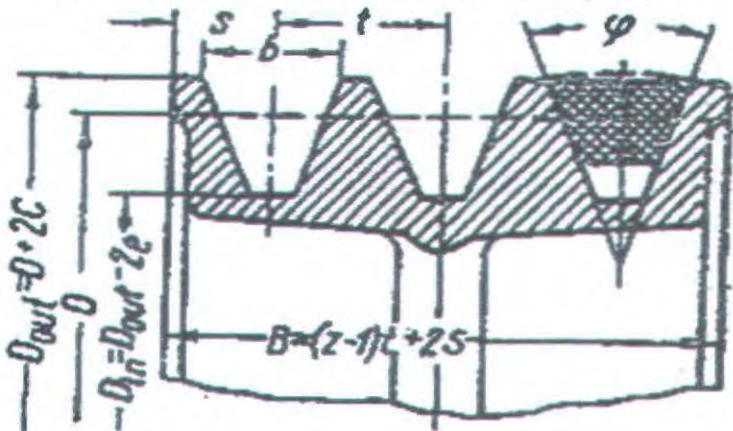
$$Z \cdot A = F / k \dots\dots\dots (2.15)$$

Dimana :

- Z = Jumlah belt
 A = Luasan penampang pada belt (cm²)
 F = Gaya pada belt (kg)
 k = Tegangan yang timbul pada belt (kg/cm²)

Untuk mencari type belt yang akan dipakai dapat dicari dengan melihat tabel lampiran 3. pada lampiran.

2.1.6. Mencari diameter luar dan diameter dalam pulley.



Gambar 2.2. Bentuk pulley untuk V-belt

Data – data untuk mencari diameter luar dan diameter dalam pulley poros motor dan pulley poros pisau pisau, didapat dari Tabel lampiran 3 V-belt type B sbb:

- e = 16 mm.
 c = 5
 T = 20
 S = 12,5

Mencari diameter luar pulley.

$$D_{out} = d + 2.C \dots\dots\dots(2.16)$$

Mencari diameter dalam pulley.

$$D_{in} = d + 2.e \dots\dots\dots(2.17)$$

Mencari lebar pulley.

$$B = (Z - 1) . t + 2.s \dots\dots\dots(2.18)$$

2.1.7. Mencari gaya berat pulley.

$$W = \rho . V \dots\dots\dots(2.19)$$

Dengan :

$$V = \frac{\pi}{4} (D_{out}^2 - D_{in}^2) . B \dots\dots\dots(2.20)$$

Dimana :

W = gaya berat pulley yang digerakkan (N).

ρ = massa jenis bahan pulley (kg/m^3).

V = Volume pulley (m^3).

B = lebar pulley (mm).

2.1.8. Mencari gaya pulley yang terjadi pada poros.

$$F_{ip} = \frac{F}{\phi} . \sin \frac{\alpha}{2} \dots\dots\dots(2.21)$$

Dimana :

F_{ip} = Gaya pulley yang terjadi pada poros (N).

F = Gaya keliling pulley (kg).

ϕ = Faktor tarikan untuk V belt = 0,7.

α = Sudut kontak.

2.1.9. Mencari panjang belt.

$$L = 2a + \frac{\pi}{2} (D_2 + D_1) + \left[\frac{D_2 - D_1}{4.a} \right] \dots\dots\dots(2.22)$$

Dimana :

L = Panjang belt (mm).

a = jarak antar poros (mm).

D_1 = Diameter pulley penggerak. (mm).

D_2 = Diameter pulley yang digerakkan. (mm).

2.1.10. Mengatur jarak antar poros.

$$a_{\min} = a - 2h \dots\dots\dots(2.23)$$

$$a_{\max} = (1.05 \text{ s/d } 1,10) . a \dots\dots\dots(2.24)$$

Dimana :

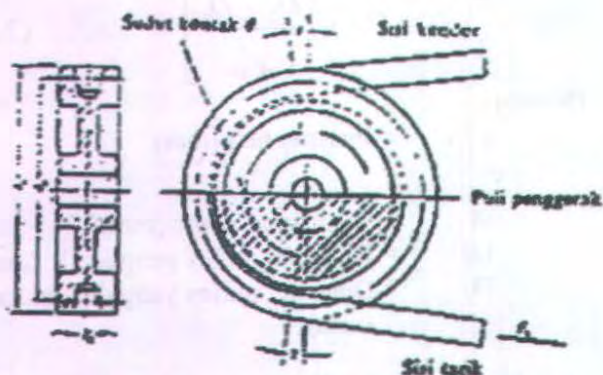
a_{\min} = Jarak poros minimum (mm).

a_{\max} = Jarak poros maximum (mm).

a = Jarak poros (mm).

h = Tebal belt (mm).

2.1.11. Mencari sudut kontak.



Gambar 2.3. sudut kontak Pulley dan Belt

$$\alpha = 180^\circ - \left(\frac{d_2 - d_1}{a} \right) \cdot 60 \dots\dots\dots(2.25)$$

Dimana :

- α = Sudut kontak
- d_1 = Diameter pulley penggerak (mm).
- d_2 = Diameter pulley yang digerakkan (mm).
- a = Jarak antar poros (mm).

2.1.12. Mencari tegangan maksimum belt.

Sebelum, menghitung tegangan maksimum belt, perlu ditentukan terlebih dahulu bahan dari belot, kemudian dengan melihat Tabel Lampiran 4 untuk mengetahui berat specific (γ) dan modulus elastisitas bahan (E_b).

$$\sigma_{\max} = \sigma_o + \frac{F}{2.Z.A} + \frac{\gamma.V^2}{10.g} + Eb \frac{h}{D_{\min}} \dots\dots\dots(2.26)$$

Dimana :

- σ_{\max} = Tegangan yang timbul pada belt (kg/cm²).
- σ_o = Tegangan pada belt untuk V-belt = 12 kg/cm²
dan untuk Flat Belt = 18 kg/cm²
- F = Gaya keliling (kg)
- Z = Jumlah Belt
- A = Luas penampang pada belt (cm²)
- γ = 1,25 s/d 1,5 kg/dm³ (untuk Rubber Canvas) berat jenis bahan. (Tabel Lampiran 4)
- g = Gravitasi = 9,81 m/s²
- V = Kecepatan keliling pulley (m/s)
- Eb = Modulus elastisitas bahan belt = 800 s/d 1200 kg/cm² (Tabel Lampiran 4)

2.1.13. Mencari jumlah putaran belt per detik.

Sebelum menghitung umur belt terlebih dahulu agar dihitung putaran belt per detik.

$$u = \frac{V}{L} \dots\dots\dots(2.27)$$

Dimana :

- u = Putaran belt per detik (rps)
- V = Kecepatan keliling pulley (m/s)
- L = Panjang belt (mm)

2.1.14. Mencari umur belt.

$$H = \frac{N_{base}}{3600 \cdot u \cdot x} \left[\frac{\sigma_{fat}}{\sigma_{max}} \right]^m \dots \dots \dots (2.28)$$

Dimana :

- H = Umur belt.
- N_{base} = Basis dari fetique test, yaitu 10^7 cycle.
- u = Jumlah putaran belt per detik (rps)
- x = Jumlah pulley yang berputar.
- σ_{fat} = Fatigue limit = endurance limit yang berhubungan dengan $N_{base} = 90$ Kg/Cm², untuk V-belt.
- σ_{max} = Tegangan yang timbul pad belt (kg/cm²)
- m = 5, unmtuk belt datar, dan = 8 untuk

2.2. Poros.

Poros merupakan salah satu elemen mesin yang sangat penting, karena hampir setiap mesin mempunyai Poros. Pada sebuah mesin poros berfungsi untuk mentransmisikan daya yang disertai dengan putaran, disamping itu juga berfungsi untuk menahan beban.

2.2.1 Macam-Macam Poros

Menurut pembebanannya poros dapat dibedakan menjadi beberapa nama sebagaimana tersebut di bawah ini :

1. Poros transmisi (line shaft)

Poros ini mendapat beban puntir dan lentur. Daya ditransmisikan kepada poros ini melalui : kopling, roda gigi, belt, rantai dan sebagainya.

2. Spindel (spindle)

Poros yang pendek, seperti poros utama mesin perkakas, beban utamanya adalah puntir. Syarat yang harus dipenuhi

poros ini adalah deformasi yang terjadi harus kecil, bentuk dan ukurannya harus teliti.

3. Gandar (axle)

Poros ini dipasang antara roda-roda kereta api, tidak mendapat beban puntir dan tidak berputar. Gandar ini hanya mendapat beban lentur, kecuali bila digerakkan oleh penggerak mula, maka poros akan mengalami beban puntir.

4. Poros (Shaft)

Poros yang ikut berputar untuk memindahkan daya dari mesin ke mekanisme yang digerakkan. Poros ini mendapat beban puntir murni dan lentur.

5. Poros luwes (Flexible Shaft)

Poros yang berfungsi untuk memindahkan daya dari dua mekanisme, dimana putaran poros dapat membentuk sudut dengan poros lainnya, daya yang dipindahkan biasanya kecil

2.2.2. Bahan Poros

Poros bisa dibuat dari bahan : baja karbon atau baja paduan. Contoh bahan paduan untuk poros: ASME 1347, 3140, 4150, 4340, 5145, 8650 dsb.) yang biasa disebut bahan komersial. Bila diperlukan pengerasan permukaan, maka perlu dipakai baja yang dikarbuising, misalnya ASME : 1020; 1117; 2315; 4320; 8620; atau G4102, G4103, G4104, dan sebagainya. Untuk poros-poros yang bentuknya sulit seperti : poros engkol, maka sebaiknya memakai besi cor.

Dari rumus perhitungan analisa daya dan rumus pulley serta belt diperoleh gaya yang akan bekerja pada poros, yaitu :

$F_t \text{ blade} = \text{gaya tangensial blade} = \text{gaya geser blade} = \text{gaya pada poros ke arah horizontal.}$

- WD = Gaya berat blade (N).
 WA = Gaya berat pulley (N).
 FA = Gaya pulley penggerak (N).
 N = Daya motor (Hp).
 n_2 = Putaran poros blade (rpm).

Dengan data -data yang ada diatas dan bahan poros ditentukan maka gaya yang bekerja pada poros kearah horizontal dan vertikal dapat dihitung. Disamping itu juga dapat dihitung momen bending yang terjadi pada poros.

Tabel 2-1. Reliability Levels

Survival Rate, %	Deviation multiplication factor (D.M.F.)
90,00	1,28
95,00	1,64
98,00	2,05
99,00	2,05
99,90	2,33
99,99	3,62

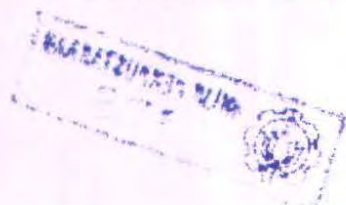
CS = faktor ukuran / pengaruh ukuran
0,70 - 0,85

CF = koreksi akhir permukaan (Gb. Halm.893).

CW = faktor koreksi akibat las-lasan (Tabel 5-4).

Tabel 2-2 Endurance strenght reduction factor CW for welds.

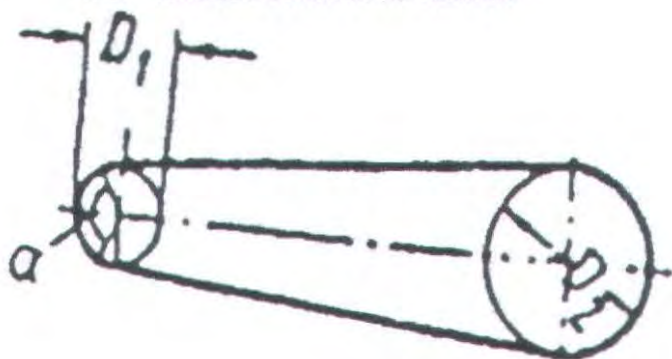
Type and location of weld	CW
Reinforced butt weld	0,833
Toe of transverse fillet weld	0,667
End of paralel fillet weld	0,370
T-butt joint with sharp corners	0,500



K_f = faktor konsentrasi tegangan untuk bending.

K_{fs} = faktor konsentrasi tegangan untuk geser.

S'_n = endurance limit of the material



Gambar 2.4. Diameter pulley penggerak dan yang digerakkan

2.2.3. Bidang horizontal dan vertikal.

Gaya yang bekerja untuk setiap titik pada poros dan jarak antar titik satu dengan yang lain ditentukan.

Dengan mengacu pada persamaan $\sum M = 0$ dan $\sum V = 0$ maka momen bending dan gaya yang bekerja pada poros untuk bidang horizontal atau vertikal dapat dihitung setelah menghitung gaya dan momen yang terjadi maka dibuat diagram bidang lintang. Untuk mengetahui apakah perhitungan diatas sudah benar dan juga mudah membuat diagram bidang momen. Dengan membuat diagram momen dapat dilihat letak momen terbesar pada poros.

2.2.4. Menghitung momen terbesar

Setelah dibuat diagram bidang momen, akan diketahui letak momen terbesar dari bidang horizontal dan vertikal kemudian dapat dihitung dengan rumus sebagai berikut:

$$M = \sqrt{(M_H)^2 + (M_V)^2} \dots\dots\dots(2.29)$$

Dimana :

M_H = Momen yang terjadi pada bidang horizontal (Nm)

M_V = Momen yang terjadi pada bidang vertikal (Nm)

2.2.5. Menghitung torsi di titik momen yang terbesar.

Bila titik mengalami momen terbesar diketahui, maka torsi yang terjadi pada titik tersebut dapat dihitung. Untuk menghitung torsi yang terjadi, dapat digunakan rumus sebagai berikut :

$$T = \frac{63000 \cdot N}{n} \dots\dots\dots(2.30)$$

Dimana :

T = Torsi yang terjadi (lb.in)

N = Daya motor (Hp)

n = Putaran motor (rpm)

2.2.6. Menghitung diameter poros.

Dari data di atas yaitu bahan poros ditentukan, maka diperoleh *strength yield point* (*Syp*) dari tabel lampiran 1. dengan data tersebut dapat dihitung tegangan yang terjadi pada poros dengan rumus :

$$\tau_{max} = \frac{Syp \cdot 0,5}{N} \dots\dots\dots(2.31)$$

Dimana :

τ_{max} = Tegangan geser maksimum yang terjadi pada poros (Psi)

Syp = Strength yield point (Psi)

N = Angka keamanan 3,75



Dari tegangan maksimum yang terjadi maka, diameter poros dapat dihitung dengan rumus sebagai berikut :

$$\tau_{\max} = \sqrt{\left[\frac{16 \cdot M}{\pi \cdot D^3}\right]^2 + \left[\frac{16 \cdot T}{\pi \cdot D^3}\right]^2} \dots\dots\dots(2.32)$$

Dimana :

τ_{\max} = Tegangan geser maksimum yang terjadi pada poros (Psi)

M = momen bending yang terjadi pada poros (lb.in)

T = Torsi yang terjadi pada poros (lb.in)

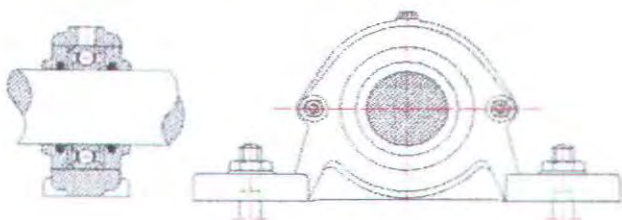
D = Diameter poros (in)

Dengan memasukkan data - data yang ada ke dalam rumus di atas maka akan diperoleh diameter poros.

2.3. Bantalan.

Bantalan (bearing) adalah elemen mesin yang menumpuh poros berbaban , sehainggah putaran atau gerakan bolak baliknya dapat berlangsung secara halus, aman dan berumur panjang. bantalan harus cukup kokoh untuk memungkinan poros serta elemen mesin lainnya bekerja dengan yang baik. jika bantalan tidak tidak berfungsi dengan baik.

Bantalan Dapat diklasifikasikan sebagai berikut.



Gambar 2.5. Bantalan Gelinding

Bantalan yang digunakan pada perencanaan ini yaitu bantalan gelinding tipe deep groove ball bearing. Pemilihan bantalan ini didasarkan karena bantalan gelinding mampu menerima gaya aksial yang bekerja pada bantalan.

Mencari beban ekivalen

Beban ekivalen adalah beban radial yang konstan dan bekerja pada bantalan dengan ring dalam yang berputar dan ring luar tetap

2.3.1. Klasifikasi Bantalan

Bantalan dapat di klasifikasikan sebagai berikut :

Berdasarkan gerakan bantalan terhadap poros:

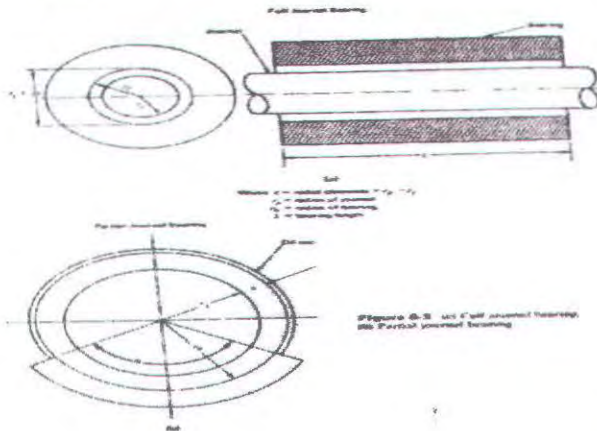
a. Bantalan Luncur.

Pada bantalan ini gesekan luncur antara poros, bantalan luncur mampu menumpu poros berputar tinggi dengan beban besar bantalan ini sederhana konstruksinya dan dapat dibuat serta dipasang dengan mudah, karena gesekan yang sangat besar pada waktu mulai jalan. Bantalan luncur memerlukan momen awal yang besar. Pelumasan pada bantalan ini tidak begitu sederhana panas yang timbul dari gesekan yang besar, terutama pada beban besar, memerlukan pendinginan khusus. Sekalipun demikian, karena adanya lapisan pelumas, bantalan ini dapat meredam tumbukan dan getaran sehingga tidak bersuara. Tingkat ketelitian yang diperlukan tidak setinggi bantalan gelinding sehingga dapat lebih murah, biasanya digunakan untuk menghitung pedoman adalah pada hukum petroff digunakan untuk mencari kehilangan daya yang terjadi karena gesekan pada bantalan luncur dalam operasi kerjanya tanpa beban. Bantalan luncur lebih mampu menahan beban yang lebih besar dibandingkan dengan bantalan gelinding juga gesekan yang terjadi lebih besar, sehingga pelumasan lebih rumit dibandingkan dengan

bantalan gelinding. Untuk perencanaan bantalan luncur yang dikaitkan pelumasan.

Macam – macam bantalan poros berdasarkan arah beban terhadap poros :

- Bantalan radial pada bantalan ini arah beban yang di tumpu adalah tegak lurus
- Bantalan Aksial pada bantalan ini arah beban bantalan ini sejajar dengan sumbu poros.
- Bantalan gelinding lurus Bantalan ini dapat menumpu beban yang arahnya sejajar dan tegak lurus pada sumbu poros



Gambar 2.6. Bantalan Luncur

b. Bantalan Gelinding.

Pada bantalan ini terjadi gesekan gelinding antara bagian yang berputar dengan yang diam melalui elemen gelinding seperti bola (peluru), rol atau rol jarum. Bantalan gelinding pada umumnya lebih cocok untuk beban kecil dari pada bantalan luncur. Tergantung pada bentuk elemen

gelindingnya. Putaran pada bantalan ini dibatasi oleh gaya sentrifugal yang timbul pada elemen gelinding tersebut. Karena konstruksinya yang sukar dan ketelitiannya sangat tinggi, Maka bantalan gelinding hanya dibuat oleh pabrik-pabrik tertentu saja, adapun harganya pada umumnya lebih mahal dari pada bantalan luncur.

Keuntungan bantalan ini adalah pada gesekannya yang sangat rendah. Pelumasannya pun sangat sederhana, cukup dengan gemuk (oli bekas), bahkan pada macam yang memakai sil sendiri tak perlu pelumas lagi. Meskipun ketelitiannya sangat tinggi, namun karena adanya gerakan elemen gelinding dan sankar, pada putaran tinggi bantalan sangat gaduh dibandingkan dengan bantalan luncur. pada waktu memilih bantalan, ciri masing – masing harus dipertimbangkan sesuai dengan pemakaian, lokasi dan macam beban yang dialami.

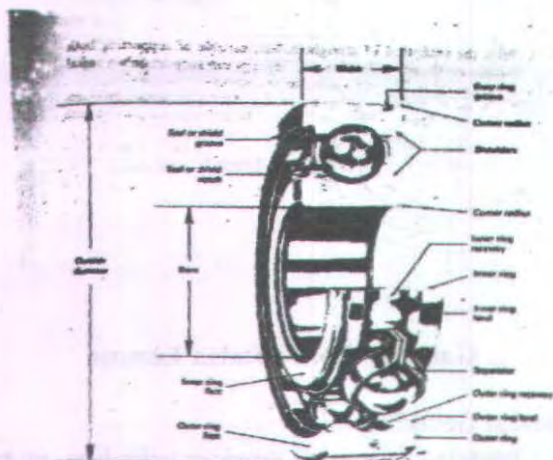


Figure 8-3 Ball bearing construction. [Courtesy New Departure-Hyatt Bearings Division, General Motors Corporation.]

Gambar 2.7. Bantalan Gelinding

Dalam perencanaan bantalan gelinding, hal-hal yang perlu diperhatikan adalah beban putaran, kondisi operasinya, viskositas dari pelumasan, di mana hal-hal tersebut akan dapat memberikan efek dalam gesekan.

Secara umum bantalan gelinding dapat dibedakan macam-macamnya atau tipenya sebagai berikut:

A Bantalan gelinding dengan bola (*Ball Bearings*) dibagi atas:

1. Bantalan gelinding bola radial (*Ball Bearing*).
2. Bantalan gelinding kontak menyudut (*Angular Contact ball bearing*).
3. Bantalan gelinding bola aksial (*Thrust Ball Bearing*).

B Bantalan gelinding dengan roll (*Roller Bearing*) dibagi atas:

1. Bantalan gelinding roll silinder (*Cylidrical Roller Bearing*).
2. Bantalan gelinding roll jarum (*Needle Roller Bearing*).
3. Bantalan gelinding roll tirus (*Tepered Roller Bearing*).
4. Bantalan roll lengkung (*Sperical Roller Bearing*).

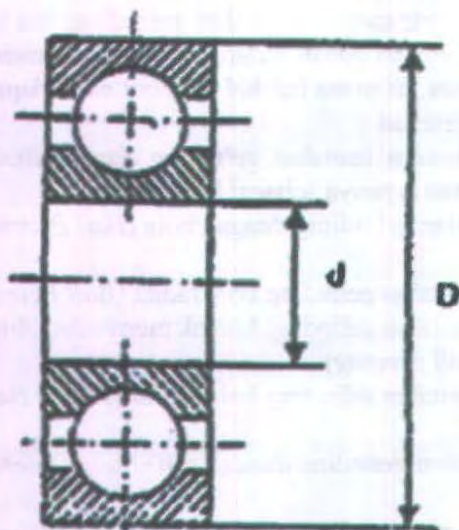
Data - data yang digunakan dalam dasar teori bantalan adalah sebagai berikut :

Diameter poros (D).

Gaya pada bantalan F_H dan F_V .

Putaran poros pisau (n_2).

Bantalan (bearing)



Gambar 2.8. Single Row Ball Bearing

Dengan diameter yang diketahui dari table lampiran 7 dan 8 maka diperoleh : C_0 dan C

2.3.2. Mencari gaya radial bantalan.

Menghitung gaya radial pada bantalan dapat dihitung dengan rumus berikut :

$$F_r = \sqrt{F_H^2 + F_V^2} \dots\dots\dots(2.33)$$

Dimana :

F_r = Beban radial (N).

F_H = Gaya pada sumbu horizontal (N).

F_V = Gaya pada sumbu vertikal (N).

2.3.3. Mencari beban ekuivalen.

Beban ekuivalen adalah beban radial yang konstan dan bekerja pada bantalan dengan ring dalam yang berputar dan ring luar yang tetap. Hal ini akan memberikan umur yang sama,

seperti bila pada bantalan bekerja dengan kondisi nyata untuk beban dan putaran yang sama. Untuk menghitung beban ekuivalen pada bantalan dapat menggunakan rumus sebagai berikut:

$$P = X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a \dots\dots\dots(2.34)$$

Dimana :

- P = Beban ekuivalen (N).
- V = Faktor putaran : 1 untuk ring dalam yang berputar dan 1,2 untuk ring luar yang berputar.
- Y = Faktor beban aksial.
- X = Faktor beban radial.
- F_r = Beban radial (N).
- F_a = Beban aksial (N).

2.3.4. Menghitung umur bantalan.

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P} \right)^b \times \frac{10^6}{60 \cdot n_2} \dots\dots\dots(2.35)$$

Dimana :

- L₁₀ = Umur bantalan (jam kerja)
- C = Beban dinamis (tabel) (N).
- P = Beban equivalent (N).
- n₂ = Putaran poros pisau.

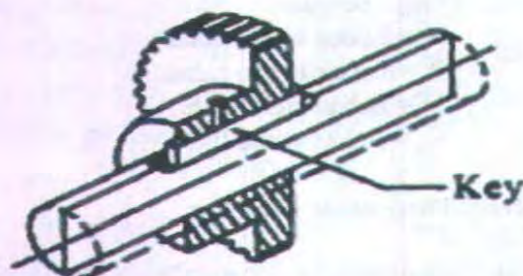
2.4. Pasak.

Seperti halnya pada baut dan sekrup, pasak juga digunakan untuk penyambungan yang tidak permanen. Pasak digunakan untuk penyambungan antara poros dengan "hub" (roda-gigi, pulley, sprocket, dsb.), sehingga ketika poros berputar maka hub akan berputar untuk mentransmisikan daya dari poros.

Distribusi tegangan pada pasak dapat diketahui dengan mudah sehingga dalam perhitungan-tegangan disarankan menggunakan faktor keamanan sebagai berikut :

1. Untuk torsi yang konstan (torque is steady) , $sf = 1$
2. Untuk beban kejut yang kecil (rendah) , $sf = 2,5$
3. Untuk beban kejut yang besar, terutama bolak balik , $sf = 4,5$

Sedangkan untuk melindungi " hub " supaya tidak rusak maka panjang dari " hub " dibuat 25% lebih panjang dari ukuran diameter porosnya . Panjang pasak juga dibuat 25% lebih besar dari ukuran diameter porosnya.



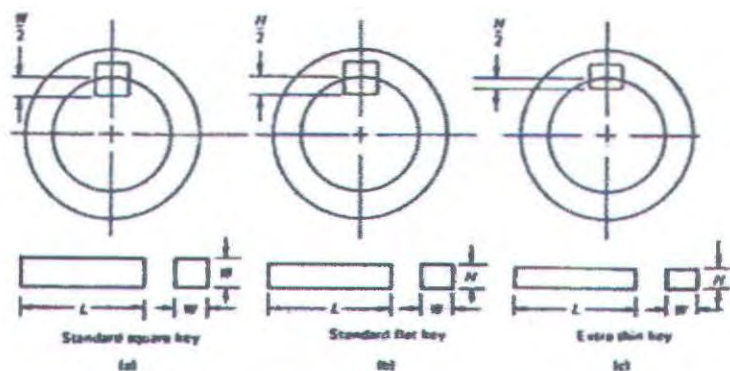
Gambar 2.9. Kedudukan pasak dalam poros dan hub

2.4.1 Variasi / Bentuk-bentuk Pasak

Menurut bentuknya, pasak dapat dikelompokkan menjadi : pasak datar (square Key), pasak tirus (tapered key), dan pasak setengah lingkaran (wood ruff key). Dimensi pasak dapat dilihat pada gambar 2.1 dan 2.2

2.4.2. Pasak Datar Segi Empat (Standar Square Key)

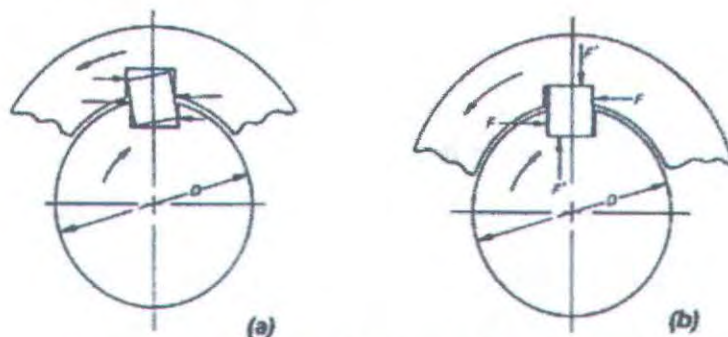
Pasak tipe ini umumnya mempunyai dimensi : lebar (W), dan tinggi (H) yang besarnya sama, kurang lebih seperempat dari diameter poros. (lihat tabel. 2.1). Sebagai contoh pasak untuk poros berdiameter 1 in, maka diperoleh lebar pasak $W = 0,25$ in



Gambar 2.10. Pasak standar bentuk square, flat dan extra thin

2.4.3. Kedudukan pasak pada porosnya

Gambar 2-3a menunjukkan posisi pasak yang tidak baik, karena adanya toleransi yang tidak memenuhi syarat antara pasak dan lubangnya, terlalu longgar. Hal ini akan menyebabkan distribusi tegangan tidak merata dan kompleks, baik pada pasak maupun pada poros dan hub-nya.



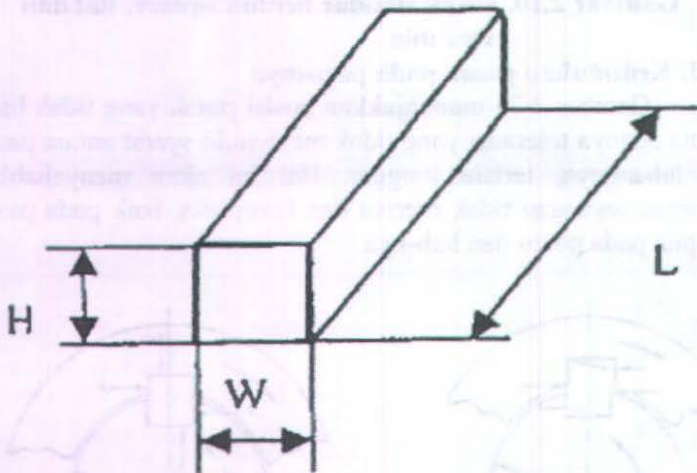
Gambar 2.11. Kedudukan pasak dalam porosnya.

- a. Kedudukan pasak yang tidak benar
- b. Keduan pasak yang benar

Untuk menghindari terjadinya hal tersebut, maka toleransi harus diperhatikan dengan baik. Pemasangan yang tepat dapat dilihat pada Gambar 7-3b. membuat distribusi tegangan yang merata di sepanjang pasaknya, dan ini akan memudahkan perhitungan-perhitungan pasaknya.

Data yang digunakan dalam dasar teori pasak dari perhitungan sebelumnya yaitu :

- Torsi poros (T).
- Diameter poros (D).



Gambar 2.12. Pasak.

Dengan melihat tabel lampiran 9 tentang pasak pada buku diperoleh data sesuai dengan diameter poros yang digunakan yaitu :

W = Lebar pasak (in).

H = Tinggi pasak (in).

2.4.4. Bahan pasak.

Bahan pasak ditentukan terlebih dahulu sehingga dapat dicari shear yield point dengan rumus sebagai berikut :

$$S_{sy} = 0,58 S_{yp} \dots\dots\dots(2.36)$$

Dimana :

S_{sy} = Shear strength yield point (Psi).

S_{yp} = Strenght yield point (Psi).

2.4.5. Mencari tegangan geser.

Untuk mencari tegangan geser dapat digunakan rumus sebagai berikut :

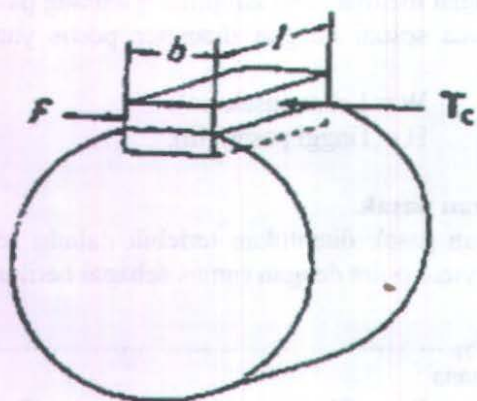
$$S_s = \frac{S_{sy}}{N} \dots\dots\dots(2.37)$$

Dimana :

S_s = Shear stress (Psi).

N = Angka keamanan.

S_{sy} = Shear strength yield point (Psi).



Gambar 2.13. Tegangan geser dan kompresi pada pasak.

2.4.6 Mencari panjang pasak untuk tegangan geser.

Menghitung panjang pasak ada dua tinjauan yaitu menurut tegangan geser dengan menggunakan rumus sebagai berikut :

$$L_s = \frac{2.T}{S_s.W.D} \dots\dots\dots(2.38)$$

Dimana :

L_s = Panjang pasak untuk tegangan geser (in).

T = Torsi poros (lb.in).

S_s = Shear stress (Psi).

W = Lebar pasak (in).

D = Diameter poros (in).

2.4.7. Mencari panjang pasak untuk tegangan kompresi.

$$L_c = \frac{4.T}{S_c.W.D} \dots\dots\dots(2.39)$$

Dimana :

L_c = Panjang pasak untuk tegangan kompresi (in).

T = Torsi poros (lb.in).

S_c = Shear kompresi (psi).

W = Lebar pasak (in).

D = Diameter poros (in).

2.4.8. Mencari panjang pasak.

Agar pasak menjadi aman maka panjang pasak harus lebih 25% dari diameter poros sehingga panjang pasak diatas menjadi :

$$L = L_c + 0,25.D \dots\dots\dots(2.40)$$

Dimana :

L = Panjang pasak (in).

L_c = Panjang pasak untuk tegangan kompresi (in).

D = Diameter poros (in)

BAB III

METODOLOGI

Dalam pelaksanaan pembuatan Tugas Akhir ini menggunakan metode penelitian meliputi :

1. Peninjauan lapangan.

Melakukan pengamatan terhadap mesin-mesin perajang singkong yang sudah ada dan khususnya berada didaerah Jember guna untuk membantu perencanaan mesin yang dibuat.

2. Gambar sket.

Membuat gambar alat guna mempermudah dalam penyusunan dan pembikinan alat.

3. Perhitungan.

Melakukan perencanaan dan perhitungan dari mesin perajang singkong, diantaranya :

- Perhitungan pulley dan belt.
- Perhitungan poros.
- Perhitungan bantalan.
- Perhitungan pasak.

4. Pengadaan alat.

Mempersiapkan peralatan – peralatan yang digunakan dalam pembuatan mesin perajang singkong.

5. Perakitan.

Melakukan perakitan alat dengan bahan dan peralatan yang telah tersedia.

6. Uji coba.

Melakukan uji coba alat yang telah dirakit.

7. Pembahasan.

8. Kesimpulan.

Untuk lebih memperjelas dalam metode penyusunan Tugas Akhir ini maka semua itu disajikan dalam diagram alir atau *flowchart* seperti dibawah ini.

3.1. Diagram Alir Tugas Akhir



3.2. Cara Kerja mesin.



Gambar 3.2. Mesin perajang singkong.

Cara kerja mesin yang direncanakan adalah sebagai berikut :

1. Mesin perajang singkong ini digerakkan dengan motor yang ditransmisikan melalui mekanisme pulley dan belt, dimana pulley yang digerakkan terhubung dengan poros pisau gerak.

2. singkong yang telah terseleksi sesuai dengan batasan yang telah ada dimasukkan kedalam mesin melalui hopper oleh operator (Proses ini terjadi secara manual).
3. singkong yang telah masuk ke dalam mesin akan terpotong oleh pisau pemotong yang jarak (*gap*) dari pisau dan piringan diatur.
4. Setelah melalui proses pemotongan, maka singkong akan masuk ke ruang dibawahnya, Dengan adanya lubang tersebut maka potongan singkong yang ukurannya tercapai akan lolos dari screen dan keluar melalui hopper / corong pengeluaran (dalam proses pengeluaran ini mesin memanfaatkan tenaga dorong dari putaran pisau yang ada).

3.3 Prosedur Pengujian.

Setelah dilakukan perakitan mesin maka dilakukan pengujian dengan langkah sebagai berikut :

1. Menyiapkan singkong yang akan dipotong (proses seleksi).
2. Menimbang singkong yang akan dipotong.
3. Menghidupkan motor listrik.

4. Memasukkan sinkong yang telah terseleksi sebanyak 3 sinkong dengan massa 1,5 Kg (proses ini terjadi secara manual). Ke dalam hopper yang ada pada mesin.
5. Setelah dilakukan langkah – langkah tersebut di atas diperoleh hasil pengujian sebagaimana ditampilkan pada bab IV

3.4. Kriteria Hasil Pengujian.

Setelah dilakukan pengujian pada mesin perajang sinkong ini didapatkan kriteria hasil pengujian sebagai berikut :

1. Ketebalan sinkong yang dihasilkan 2 ± 0.01 mm
2. Jumlah produk cacat lebih kecil dari 5 %
3. Waktu yang dibutuhkan untuk satu siklus (pengambilan, pemasangan, dan pemotongan) 1.5 kg sinkong kurang dari 2 menit

BAB IV PERENCANAAN DAN PERHITUNGAN

4.1. Analisa Sistem transmisi

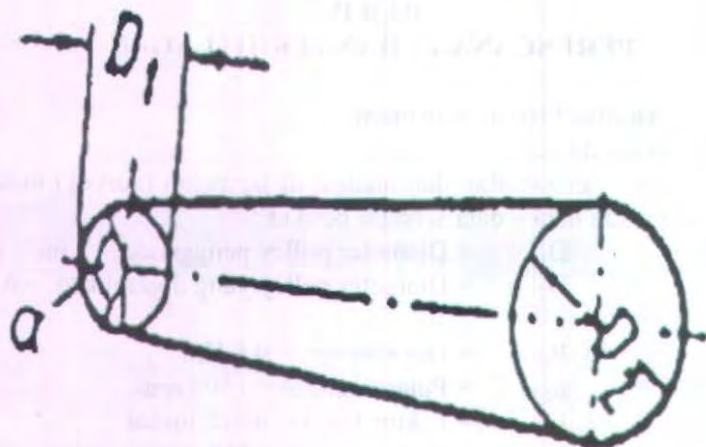
4.1.1. Data data.

Dari pengamatan dan analisa di lapangan (survey) maka kami dapatkan data – data sebagai berikut :

- D_1 = Diameter pulley penggerak = 2 in.
- D_2 = Diameter pulley yang digerakkan = 6 in.
- P_D = Daya motor = 0,5 Hp.
- n_1 = Putaran motor = 1500 rpm.
- F_C = Faktor koreksi untuk motor
- L = Panjang pisau = 150 mm.
- m = Massa pisau = 2 Kg

4.1.2. Data Putaran Poros Pisau (blade)

Dari survey putaran motor (n_1) yang ada di pasaran yaitu 1500 rpm, maka untuk menghitung putaran poros pisau digunakan rumus (2.2). sedangkan diameter pulley direncanakan, untuk pulley penggerak (D_1) direncanakan 1 in dan pulley yang digerakkan (D_2) direncanakan 6 in .putaran motor yaitu 500 rpm (n_2)



Gambar 4.1. Diameter pulley penggerak dan yang digerakkan

4.1.3. Data Kapasitas Mesin

➤ Menentukan dimensi singkong.

Dalam hal ini singkong yang terpotong direncanakan sebanyak 3 buah.:

Panjang singkong (ls)
= 200 mm = 0,2 m

Diameter singkong (ds)
= 65 mm = 0,065 m

Tebal irisan yang direncanakan (t) = 2 mm.

- Luasan sinkong yang akan dipotong :

$$A = 0.0033 \text{ m}^2$$

$$A_{total} = 0,0033 \times 3$$

$$= 0,0099 \text{ m}^2$$

- Volume satu singkong yang terpotong

$$V_s = 6633,25 \text{ mm}^3$$

Dalam satu kali putaran piringan. Terjadi 2 kali pemotongan singkong dan terdapat 3 singkong, sehingga :

$$V_{S_{total}} = V_s \cdot 2 \cdot 3$$

$$= 397995,5 \text{ mm}^3/\text{put}$$

- Data kapasitas mesin

$$Q_s = V_{S_{total}} \cdot n_2$$

$$= 0,19899775 \text{ m}^3/\text{menit.}$$

4.1.4. Data gaya geser blade

Dengan cara melakukan percobaan 1 singkong putus pada pembebanan dengan massa 6,7 Kg. Gaya geser yaitu 65,66 N (F_s) dalam satu kali pemotongan.

Karena dalam satu kali pemotongan direncanakan 3 buah singkong maka :

$$F_{S_{total}} = F_s \times 3$$

$$= 65,66 \text{ N} \times 3$$

$$= 196,98 \text{ N}$$

4.1.5 Data Torsi Pada Pisau

Untuk menentukan besarnya torsi minimum pada poros agar aman dalam pemotongan digunakan rumus (2.3)

$$\begin{aligned}
 T_2 &= F_2 \cdot r \\
 &= 196,98 \text{ N} \cdot 0,150 \text{ m} \\
 &= 29,547 \text{ Nm}
 \end{aligned}$$

4.1.6. Data Torsi pada Pulley

Dari Data torsi minimum pada poros, didapat T_2 dalam satuan (Nm). Dan dari perhitungan putaran poros pisau, didapat n_2 dalam rpm. Perbandingan diameter direncanakan $D_1 : D_2 = 1 : 3$ dalam satuan (mm)

$$\begin{aligned}
 R_1 &= 0,0025 \text{ m} \\
 R_2 &= 0,0076 \text{ m} \\
 n_2 - n_3 &= 500 \text{ rpm.} \\
 T_2 &= 29,547 \text{ Nm.} \\
 T_1 &= 10,5525 \text{ Nm} \\
 F &= 105,525 \text{ N}
 \end{aligned}$$

4.1.7. Data Daya Untuk Memutar Poros dan Pisau.

Dari pengamatan (survey) dilapangan, didapatkan data – data untuk mencari daya untuk memutar poros dan pisau sbb :

$$\begin{aligned}
 m_{\text{pisau}} &= 2 \text{ kg.} \\
 m_{\text{poros}} &= 8,5 \text{ kg.} \\
 r_{\text{poros}} &= 7,5 \text{ mm} = 0,0075 \text{ m} \\
 n_2 &= 500 \text{ rpm.} \\
 \Delta_t &= 0,06 \text{ s} \\
 \eta_{\text{v-belt}} &= 0,96 \\
 \text{Jumlah pisau} &= 2 \text{ buah.}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 I \text{ (momen inersia)} &= 0,00046 \text{ kg m}^2 \\
 \omega \text{ (kecepatan sudut)} &= 52,33 \text{ rad/sec} \\
 \alpha \text{ (percepatan sudut)} &= 872,167 \text{ rad/sec} \\
 P_1 \text{ (daya pemotongan)} &= 0,2512 \text{ Hp.} \\
 P_2 \text{ (daya poros dan pulley)} &= 0,028 \text{ Hp.}
 \end{aligned}$$

4.1.8. Data Daya Motor.

Setelah didapat daya input untuk pemotongan (P_1) dan daya untuk menggerakkan pisau dan poros (P_2), maka daya yang dibutuhkan dapat dihitung dengan menggunakan rumus (2.10) sbb :

$$\begin{aligned}
 P_D &= \frac{P_1 + P_2}{\eta} \\
 &= \frac{0,2512 \text{ Hp} + 0,028 \text{ Hp}}{0,96} \\
 &= 0,29 \text{ Hp.}
 \end{aligned}$$

Dari perhitungan diatas maka didapat daya yang terjadi $P_D = 0,29 \text{ Hp}$, sedangkan daya motor = $0,5 \text{ Hp}$. Sehingga dapat dikatakan perencanaan aman.

4.2. Perhitungan Pulley dan Belt.

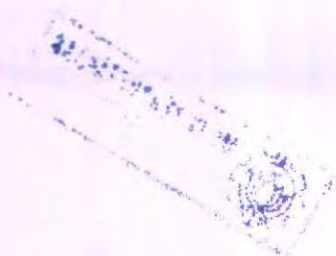
Data – data perencanaan pulley dan belt :

- Jenis belt yang digunakan V-belt type B-48
- Daya yang ditransmisikan dari motor (P)
= 0,37 Kwatt.
- Kecepatan putaran poros motor (n_1) = 1500 rpm.
- Kecepatan putaran poros pisau (n_2) = 500 rpm.
- Diameter pulley penggerak (D_1) = 50,8 mm.
- Diameter pulley yang digerakkan (D_2) = 152,4 mm.
- Overload factor (β) = 1,5.
- Dasar tegangan yang timbul untuk V-belt (σ_0)
= 12 kg/cm².
- Faktor tarikan untuk V-belt (ϕ_0) = 0,7 – 0,9
- Faktor creep (δ) = 0,02.
- Jarak sumbu poros (a) = 440 mm.
- Massa jenis pulley bahan carbon steels (ρ)
= 7854 kg/m³

4.2.1 Kecepatan Keliling pulley.

Kecepatan keliling pulley dapat dihitung dengan persamaan (2.11) :

$$\begin{aligned}
 V &= \pi \cdot d_1 \cdot \frac{n_1}{1000 \times 60} \\
 &= 3,14 \cdot 50,4 \text{ mm} \cdot \frac{1500 \text{ rpm}}{60000} \\
 &= 3,95 \text{ m/sec.}
 \end{aligned}$$



4.2.2. Gaya Keliling (F_{rated}).

Dari persamaan (2.12) dapat dihitung gaya keliling pada pulley :

$$\begin{aligned} F_{\text{rated}} &= \frac{102 \cdot P}{V} \\ &= \frac{102 \cdot 0,37 \text{ Kwatt}}{3,95 \text{ m/sec}} \\ &= 9,554 \text{ kg} \end{aligned}$$

Dengan adanya overload factor ($\beta = 1,5$) sesuai dengan persamaan (2.13), maka gaya keliling menjadi :

$$\begin{aligned} F &= F_{\text{rated}} \cdot \beta \\ &= 9,554 \text{ kg} \cdot 1,5 \\ &= 14,331 \text{ kg} \end{aligned}$$

4.2.3 Menghitung Tenggangan Belt yang Timbul Karena Beban.

Tegangan belt dapat dihitung dengan menggunakan persamaan (2.14)

$$\begin{aligned} K &= 2 \cdot \sigma_0 \cdot \varphi_0 \\ &= 2 \cdot 12 \text{ kg/cm}^2 \cdot 0,8 \\ &= 19,2 \text{ kg/cm}^2. \end{aligned}$$

4.2.4 Mencari Diameter Luar dan Diameter Dalam Pulley.

Data-data mencari diameter luar dan diameter dalam pulley penggerak dan pulley yang digerakkan, didapat dari tabel Lampiran 3 belt V type B sbb :

$$\begin{aligned} e &= 16 \\ c &= 5 \\ t &= 20 \\ s &= 12,5 \\ A &= 1,38 \text{ cm}^2 \end{aligned}$$



Dimeter luar pulley penggerak dicari dengan persamaan (2.16)

$$\begin{aligned} D_{out1} &= D_1 + 2.c \\ &= 50,4\text{mm} + 2. 5 \\ &= 60,4 \text{ mm.} \end{aligned}$$

Diameter dalam pulley penggerak dicari dengan persamaan (2.17)

$$\begin{aligned} D_{in1} &= D_1 - 2.e \\ &= 50,4 \text{ mm} - 2. 16 \\ &= 18,4 \text{ mm.} \end{aligned}$$

Dari perhitungan diatas diambil diameter pully penggerak 50,4 mm = 2 in sesuai dengan yang ada dipasaran dan sesuai dengan yang direncanakan.

Diameter luar pulley yang digerakan dicari dengan persamaan (2.16)

$$\begin{aligned} D_{out2} &= D_2 + 2.c \\ &= 152,4 + 2. 5 \\ &= 162,4 \text{ mm.} \end{aligned}$$

Diameter dalam pulley yang digerakkan dicari dengan persamaan (2.17)

$$\begin{aligned} D_{in2} &= D_2 - 2.e \\ &= 152,4 - 2. 16 \\ &= 120,4 \text{ mm.} \end{aligned}$$

Dari perhitungan diatas diambil diameter pulley yang digerakkan 152,4 mm = 6 in sesuai dengan yang ada dipasaran dan sesuai pasaran dan sesuai dengan yang direncanakan.

Mencari lebar pulley :

Lebar pulley dapat dihitung dengan persamaan (2.18)

$$\begin{aligned} B &= (z - 1). t + 2. s. \\ &= (2-1). 20 + 2. 12,5. \\ &= 45 \text{ mm.} \end{aligned}$$



4.2.5. Menghitung gaya berat pulley yang digerakkan.

Dari perhitungan sebelumnya diperoleh data-data untuk menghitung gaya berat pulley yang digerakkan, dengan rumus (2.19) :

$$D_{out} = 162,4 \text{ mm} = 0,1624 \text{ m.}$$

$$D_{in} = 120,4 \text{ mm} = 0,1204 \text{ m.}$$

$$B = 45 \text{ mm} = 0,045 \text{ m.}$$

$$\rho_{Pulley} = 7854 \text{ kg/m}^3 \text{ (Tabel lampiran 6)}$$

$$V = \frac{\pi}{4} (D_{out}^2 - D_{in}^2) B$$

$$= \frac{3,14}{4} (0,1624^2 - 0,1204^2) 0,045 \text{ m}$$

$$= \frac{3,14}{4} (0,026 \text{ m}^2 - 0,014 \text{ m}^2) 0,045 \text{ m}$$

$$= 0,00042 \text{ m}^3.$$

$$m = \rho \cdot V$$

$$= 7854 \text{ kg/m}^3 \cdot 0,00042 \text{ m}^3$$

$$= 3,298 \text{ kg}$$

$$W = m \cdot g$$

$$= 3,298 \text{ kg} \cdot 9,8 \text{ m/s}^2$$

$$= 32,32 \text{ N.}$$

4.2.6. Menghitung gaya pulley yang terjadi pada poros.

Gaya pulley pada poros dapat dihitung dengan persamaan

(2.21)

$$F_{RP} = \frac{F}{\varphi} \cdot \sin \frac{\alpha}{2}$$

$$\begin{aligned}
 &= \frac{143,31 \text{ kg}}{0,8} \cdot \sin \frac{162^\circ}{2} \\
 &= 179,13 \text{ kg} \times 0,98 \\
 &= 175,55 \text{ N.}
 \end{aligned}$$

4.2.7. Menghitung panjang belt.

Panjang belt dapat dihitung dengan persamaan (2.22)

$$\begin{aligned}
 L &= 2 \cdot \bar{a} + \frac{\pi}{2} \cdot (d_2 + d_1) + \left(\frac{d_2 + d_1}{4 \cdot \bar{a}} \right)^2 \\
 &= 2 \times 440 \text{ mm} + \frac{3,14}{2} \cdot (152,4 \text{ mm} + 50,4 \text{ mm}) + \\
 &\quad \left(\frac{152,4 \text{ mm} + 50,4 \text{ mm}}{4 \times 440 \text{ mm}} \right)^2 \\
 &= 1198,44 \text{ mm.}
 \end{aligned}$$

Dari perhitungan diatas maka digunakan panjang belt 1500 mm (type B) dimana sesuai dengan yang ada dipasaran dan sesuai dengan yang direncanakan.

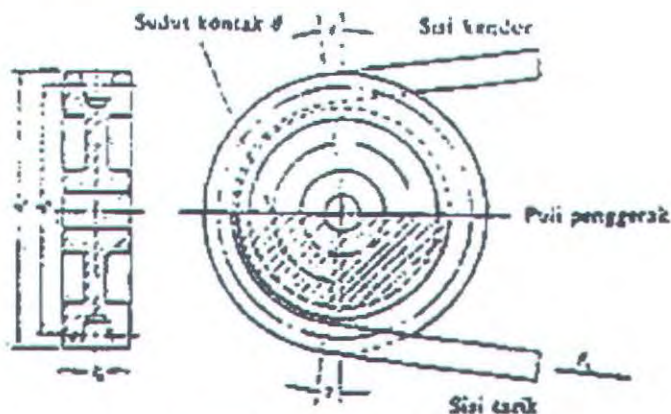
4.2.8. Mengatur jarak antar poros.

Untuk mengatur jarak antara kedua poros dapat menggunakan persamaan (2.23), (2.24) dan melihat tabel lampiran 5 tipe V-belt B, didapat ($h = 10,5$).

$$\begin{aligned}
 a_{\min} &= a - 2 \cdot h \\
 &= 440 \text{ mm} - 2 \cdot 10,5 \\
 &= 419 \text{ mm.}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 a_{\max} &= (1,05) \cdot a \\
 &= 1,05 \cdot 440 \text{ mm} \\
 &= 462 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

4.2.9. Menghitung Sudut kontak.



Gambar 4.6. sudut kontak

Sudut kontak dapat diketahui dari persamaan (2.25)

$$\begin{aligned}
 \alpha &= 180^\circ - \left(\frac{d_2 - d_1}{A} \right) \cdot 60^\circ \\
 &= 180^\circ - \left(\frac{152,4 - 50,4}{360} \right) \cdot 60^\circ \\
 &= 180^\circ - 17^\circ \\
 &= 163^\circ
 \end{aligned}$$

4.2.10. Menghitung Tegangan maksimum.

Tegangan maksimum pada belt dapat dihitung dengan persamaan (2.26)

$$\begin{aligned}
 \sigma_{\max} &= \sigma_0 + \frac{k}{2} + \sigma_v + \sigma_b. \\
 &= \sigma_0 + \frac{F}{2 \cdot A} + \frac{\gamma \cdot v^2}{10 \cdot g} + \frac{E_b \cdot h}{d_1} \\
 &= 12 \text{ kg/cm}^2 + \frac{143,31 \text{ kg}}{2,138 \text{ cm}^2} + \frac{1,37 \cdot (3,95 \text{ m/s})^2}{10 \cdot 9,8 \text{ m/s}^2} + \\
 &\quad \frac{900 \text{ kg/cm}^2 \cdot 10,5 \text{ mm}}{360 \text{ mm}} \\
 &= 12 \text{ kg/cm}^2 + 51,92 \text{ kg/cm}^2 + 0,218 + 26,25 \\
 &\quad \text{kg/cm}^2 \\
 &= 90,388 \text{ kg/cm}^2.
 \end{aligned}$$

4.2.11. Jumlah putaran belt perdetik.

Untuk menghitung putaran belt digunakan persamaan (2.27)

$$\begin{aligned}
 U &= \frac{V}{L} \\
 &= \frac{3,95 \text{ m/s}}{1,1984 \text{ m}} \\
 &= 3,296 \text{ putaran/s.}
 \end{aligned}$$

4.2.12. Umur Belt.

Umur belt dapat dihitung dengan persamaan (2.28)

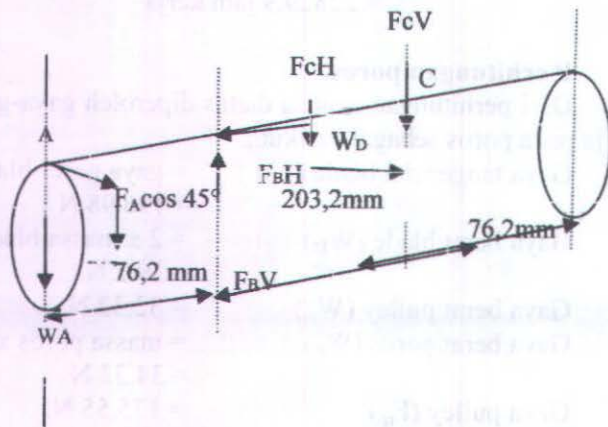
$$\begin{aligned}
 H &= \frac{N_{base}}{3600 \cdot u \cdot X} \cdot \left(\frac{\sigma_{fat}}{\sigma_{max}} \right)^m \\
 &= \frac{10^7}{3600 \times 3,296 \text{ put / sx2}} \cdot \left(\frac{90}{90,388 \text{ kg / Cm}^2} \right)^8 \\
 &= 22829,9 \text{ jam kerja}
 \end{aligned}$$

4.3. Perhitungan poros.

Dari perhitungan analisa diatas diperoleh gaya-gaya yang bekerja pada poros sebagai berikut :

Gaya tangensial blade (F_D)	= gaya geser blade = 196,98 N
Gaya berat blade (W_D)	= 2 x massa blade x 9,8 = 39,2 N.
Gaya berat pulley (W_A)	= 32,32 N.
Gaya berat poros (W_p)	= massa poros x g = 34,33 N
Gaya pulley (F_{rp})	= 175,55 N.
Daya motor (N)	= 0,5 Hp.
Putaran poros pisau (n_2)	= 500 rpm.
Berat jenis poros (ρ)	= 7575 kg/m ³

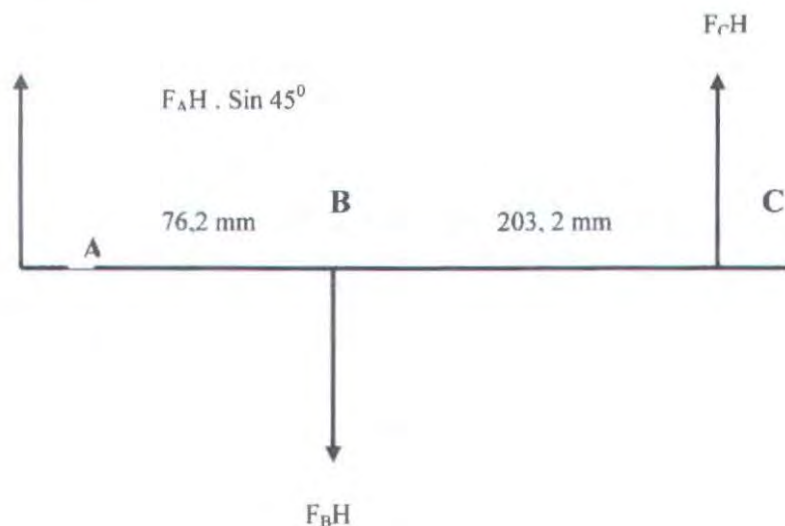
Bahan poros	=Baja Karbon AISI 1040
Su	= 85.000 Psi
Syp	= 50.000 Psi
Faktor Keamanan (N)	= 3,75



Gambar 4.7. Gaya yang bekerja pada poros blade

4.3.1. Persamaan Momen Pada Bidang Horizontal dan Vertikal.

Horizontal

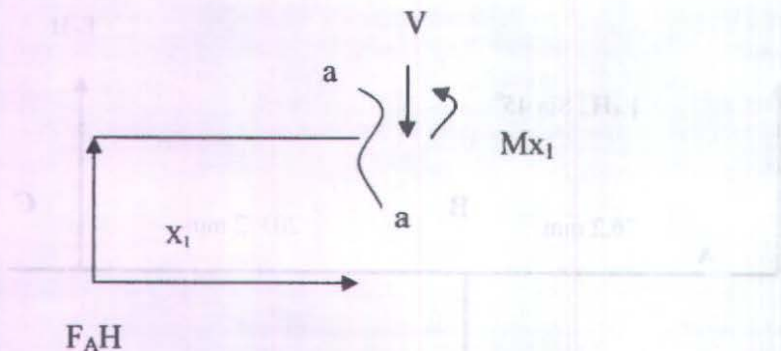


Gambar 4.8. Gaya bidang horizontal pada poros.

$$\begin{aligned} \Sigma M_C &= 0 \\ \Sigma M_C &= F_{AH} \cdot \sin 45^\circ \cdot 279,4 \text{ mm} - F_{BH} \cdot 203,2 \text{ mm} \\ (\text{cw } +) &= 175,55 \text{ N} \cdot 0,707 \cdot 279,4 \text{ mm} + F_{BH} \cdot 203,2 \text{ mm} \\ &= 34677,409 \text{ Nmm} - F_{BH} \cdot 203,2 \text{ mm} \\ F_{BH} &= \frac{34677,409 \text{ Nmm}}{203,2 \text{ mm}} \\ &= -170,656 \text{ N (Berlawanan arah dengan gambar).} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\Sigma F_H &= 0 \\ &= F_A H \cdot \sin 45^\circ - F_B H + F_C H \\ &= 124,113 \text{ N} - 170,656 \text{ N} + F_C H \\ F_C H &= -46,543 \text{ N (Berlawanan arah dengan gambar).}\end{aligned}$$

Pot. a-a



$$\begin{aligned}\uparrow + \Sigma F_y &= 0 \\ F_A H - V &= 0 \\ V &= F_A H \\ &= 124,113 \text{ N}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\curvearrowleft + \Sigma M_{a-a} &= 0 \\ F_A H \cdot X_1 - M_{x1} &= 0 \\ M_{x1} &= F_A H \cdot X_1\end{aligned}$$

Dimana :

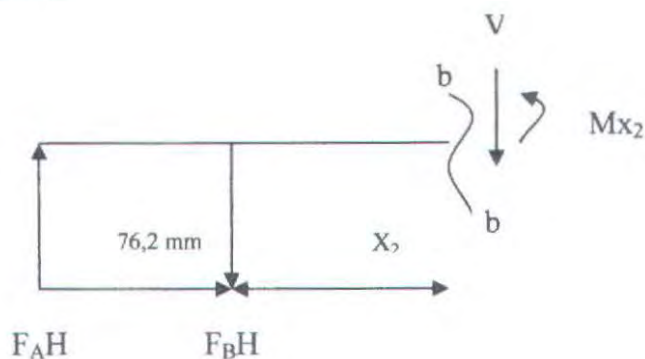
$$X_1 = 0$$

$$M_A = 0$$

$$X_1 = 76,2 \text{ mm}$$

$$\begin{aligned}M_B &= F_A H \cdot X_1 \\ &= 124,113 \text{ N} \cdot 7602 \text{ mm} \\ &= 9457,410 \text{ Nmm}\end{aligned}$$

Pot. b-b



$$\begin{aligned}
 + \quad \Sigma F_y &= 0 \\
 F_{AH} - F_{BH} - V &= 0 \\
 V &= F_{AH} - F_{BH} \\
 &= 124,113 \text{ N} - 170,565 \text{ N} \\
 &= -46,452 \text{ N}
 \end{aligned}$$

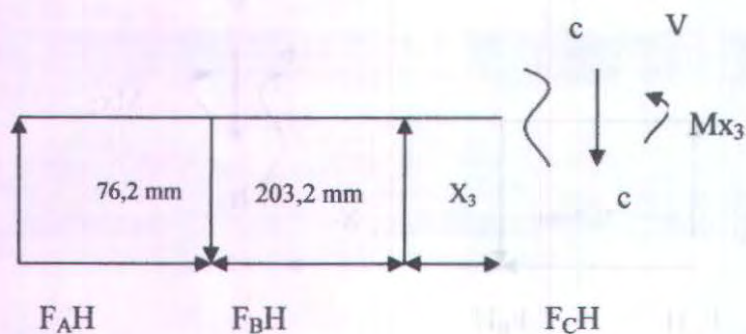
$$\begin{aligned}
 \curvearrowright + \Sigma M_{b-b} &= 0 \\
 F_{AH} \cdot (76,2 \text{ mm} + X_2) - F_{BH} \cdot X_2 - M_{x_2} &= 0 \\
 M_{x_2} &= F_{AH} \cdot (76,2 \text{ mm} + X_2) - F_{BH} \cdot X_2
 \end{aligned}$$

Dimana :

$$X_2 = 203,2 \text{ mm}$$

$$\begin{aligned}
 M_C &= 124,113 \text{ N} \cdot (76,2 \text{ mm} + 203,2 \text{ mm}) - 170,565 \\
 &\text{ N} \cdot 203,6 \text{ mm} \\
 &= 34677,172 \text{ Nmm} - 34677,299 \text{ Nmm} \\
 &= -0,127 \text{ Nmm}
 \end{aligned}$$

Pot. c-c



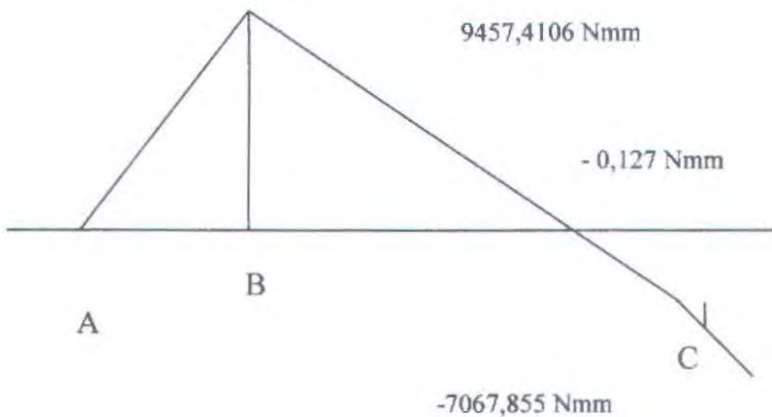
$$\begin{aligned}
 + \quad \Sigma F_y \uparrow &= 0 \\
 F_{AH} - F_{BH} + F_{C'H} - V &= 0 \\
 &= F_{AH} - F_{BH} + F_{C'H} \\
 &= 124,113 \text{ N} - 170,565 \\
 &= -92,995 \text{ N}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \curvearrowleft + \quad \Sigma M_{c-c} &= 0 \\
 F_{AH} \cdot (76,2 \text{ mm} + 203,2 \text{ mm} + X_3) - F_{BH} \cdot (203,2 \text{ mm} + X_3) + F_{C'H} \cdot X_3 - M_{X_3} &= 0 \\
 M_{X_3} &= F_{AH} \cdot (76,2 \text{ mm} + 203,2 \text{ mm} + X_3) - F_{BH} \cdot (203,2 \text{ mm} + X_3) + F_{C'H} \cdot X_3
 \end{aligned}$$

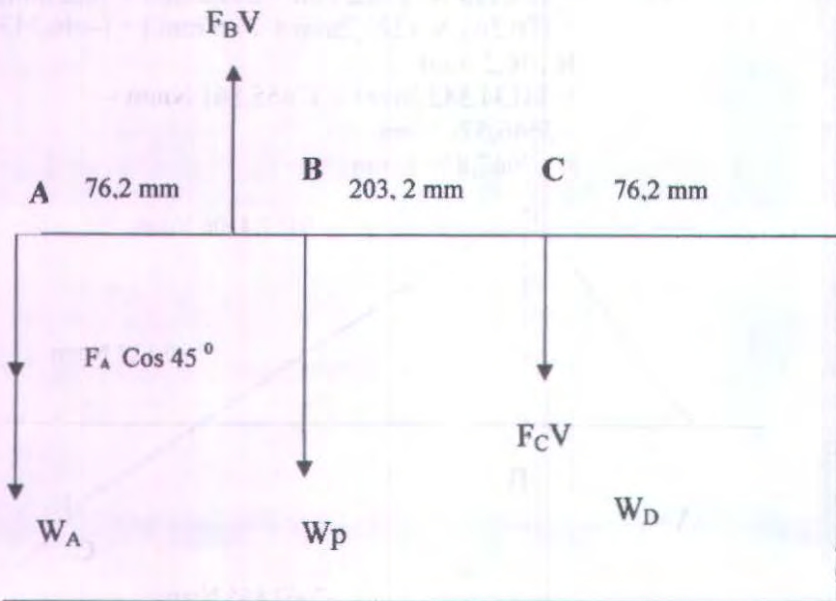
Dimana :

$$X_3 = 76,2 \text{ mm}$$

$$\begin{aligned} M_D &= 124,113 \text{ N} \cdot (76,2 \text{ mm} + 203,2 \text{ mm} + 76,2 \text{ mm}) \\ &\quad - 170,565 \text{ N} \cdot (203,2 \text{ mm} + 76,6 \text{ mm}) + (-46,543 \\ &\quad \text{N} \cdot 76,2 \text{ mm}) \\ &= 44134,582 \text{ Nmm} - 47655,861 \text{ Nmm} - \\ &\quad 3546,576 \text{ Nmm} \\ &= -7067,855 \text{ Nmm} \end{aligned}$$



Gambar 4.9. Diagram momen arah horizontal.

Bidang Vertikal**Gambar 4.10.. Gaya bidang horizontal pada poros.**

$$\Sigma M_C = 0$$

$$\Sigma M_C = -W_A \cdot 279,4 \text{ mm} - F_A V \cdot \cos 45^\circ \cdot 279,4 \text{ mm} + F_{BV} \cdot 203,2 \text{ mm} - W_P \cdot 101,6 \text{ mm} - W_D \cdot 76,2 \text{ mm} - F_D V \cdot 76,2 \text{ mm}$$

$$= -32,32 \text{ N} \cdot 279,4 \text{ mm} - 175,55 \text{ N} \cdot 0,707 \cdot 279,4 \text{ mm} + F_{BV} \cdot 203,2 \text{ mm} - 83,3 \text{ N} \cdot 101,6 \text{ mm} - 39,2 \text{ N} \cdot 76,2 \text{ mm} - 196,98 \text{ N} \cdot 76,2 \text{ mm}$$

$$= -9030,208 \text{ Nmm} - 34677,409 \text{ Nmm} + \\ F_B V \cdot 203,2 \text{ mm} - 8463,28 \text{ Nmm} - \\ 2987,04 \text{ Nmm} - 15009,876 \text{ Nmm}$$

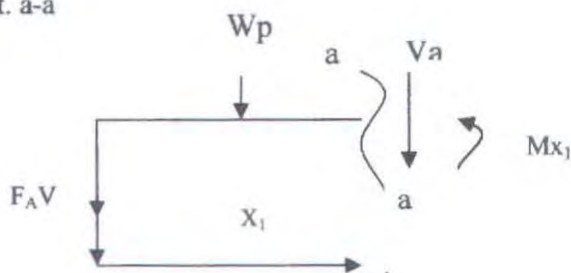
$$F_B V = \frac{-70167,813 \text{ Nmm}}{203,2 \text{ mm}}$$

= -345,314 N. (Berlawanan arah dengan Gambar)

$$\Sigma F_V = 0 \\ = -W_A - F_A \cdot \cos 45^\circ + F_B V - F_C V - W_D \\ = -32,32 \text{ N} - 124,113 \text{ N} - 345,314 \text{ N} - \\ F_C V - 39,2 \text{ N} - 196,98 \text{ N}$$

$F_C V = -737,927 \text{ N}$ (Berlawanan arah dengan gambar).

Pot. a-a



W_A

$$\begin{aligned} \uparrow \quad \Sigma F_y &= 0 \\ -F_A V - W_A - W_p - V &= 0 \end{aligned}$$

$$V = -F_A V - W_A - W_p$$

$$\begin{aligned}
 &= -F_A V - W_A - \rho \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot l \cdot g \\
 &= -124,113 \text{ N} - 32,32 \text{ N} - 7575. \text{kg/m}^3 \\
 &\quad \frac{3.14 \cdot (0.015)^2}{4} \cdot 76.2 \cdot 9.81 \\
 &= - 1155,869 \text{ N}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \curvearrowright + \Sigma M_{a-a} &= 0 \\
 -F_A V \cdot X_1 - W_A \cdot X_1 - W_P \cdot \frac{1}{2} X_1 - M_{X_1} &= 0 \\
 M_{X_1} &= -F_A V \cdot X_1 - W_A \cdot X_1 - W_P \cdot \frac{1}{2} X_1
 \end{aligned}$$

Dimana :

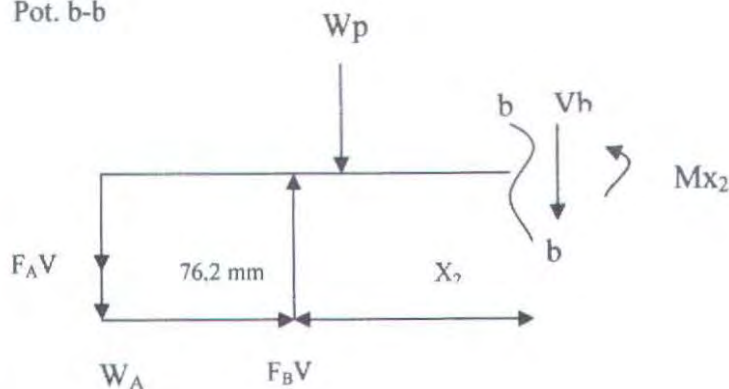
$$X_1 = 0$$

$$M_A = 0$$

$$X_1 = 76,2 \text{ mm}$$

$$\begin{aligned}
 M_B &= -F_A V \cdot 76,2 \text{ mm} - W_A \cdot 76,2 \text{ mm} - W_P \cdot \frac{1}{2} 76,2 \\
 &\quad \text{mm} \\
 &= - 124,113 \text{ N} \cdot 76,2 \text{ mm} - 32,32 \text{ N} \cdot 76,2 \text{ mm} - \\
 &\quad 34.33 \text{ N} \cdot 38.1 \text{ mm} \\
 &= - 9457,334 \text{ Nmm} - 2462,784 \text{ Nmm} - 1307,797 \\
 &\quad \text{Nmm} \\
 &= - 13227,915 \text{ Nmm}
 \end{aligned}$$

Pot. b-b



$$\begin{aligned}
 + \uparrow \Sigma F_y &= 0 \\
 - F_A V - W_A + F_B V - W_P - V &= 0
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 V &= -F_A H - W_A + F_B H - W_P \\
 &= -F_A H - W_A + F_B H - \rho \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot l \cdot g \\
 &= -124,113 \text{ N} - 32,32 \text{ N} + 345,314 \text{ N} - 7575 \cdot \\
 &\quad \frac{3.14 \cdot (0.015)^2}{4} \cdot 279.4 \cdot 9.81 \\
 &= 188,881 \text{ N} - 3664,602 \text{ N} \\
 &= 3475,721 \text{ N}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \curvearrowright + \Sigma M_{b-b} &= 0 \\
 - F_A V \cdot (76,2 \text{ mm} + X_2) - W_A \cdot (76,2 \text{ mm} + X_2) + F_B V \cdot X_2 - W_P \cdot \frac{1}{2} X_2 - M_{X_2} &= 0
 \end{aligned}$$

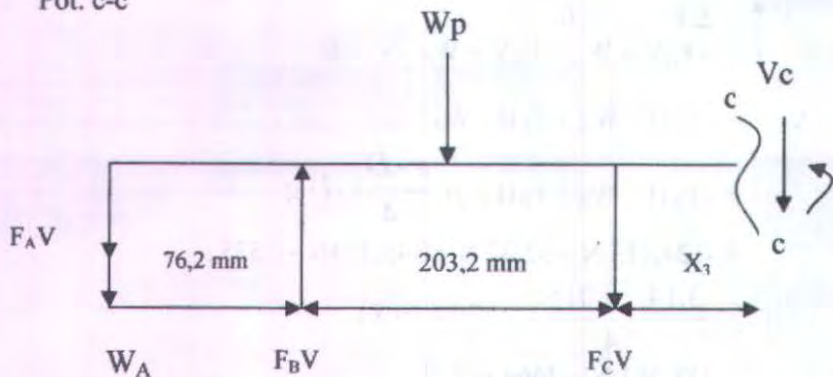
$$Mx_2 = -F_A V \cdot (76,2 \text{ mm} + X_2) - W_A \cdot (76,2 \text{ mm} + X_2) + F_B V \cdot X_2 - W_P \cdot \frac{1}{2} (76,2 \cdot X_2)$$

Dimana :

$$X_2 = 203,2 \text{ mm}$$

$$\begin{aligned} M_C &= -F_A V \cdot (76,2 \text{ mm} + X_2) - W_A \cdot (76,2 \text{ mm} + X_2) + F_B V \cdot X_2 - W_P \cdot \frac{1}{2} (76,2 \cdot X_2) \\ &= -124,113 \text{ N} \cdot (76,2 \text{ mm} + 203,2 \text{ mm}) - 32,32 \text{ N} \cdot (76,2 \text{ mm} + 203,2 \text{ mm}) - 345,314 \text{ N} \cdot 203,2 \text{ mm} - 34,33 \text{ N} \cdot \frac{1}{2} (76,2 \text{ mm} + 203,2 \text{ mm}) \\ &= -34677,172 \text{ Nmm} - 9030,208 \text{ Nmm} - 34677,299 \text{ Nmm} - 4795,901 \text{ Nmm} \\ &= -83180,58 \text{ Nmm} \end{aligned}$$

Pot. c-c



$$\begin{aligned} +\uparrow \quad \Sigma F_y &= 0 \\ -F_A V - W_A + F_B V - F_C V - W_P - V &= 0 \\ V &= -F_A V - W_A + F_B V - F_C V - W_P \\ &= -F_A V - W_A + F_B V - F_C V - \rho \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot l \cdot g \\ &= -124,113 \text{ N} - 32,32 \text{ N} - 345,314 \text{ N} + 737,927 \text{ N} - \end{aligned}$$

$$4664,038 \text{ N}$$

$$= - 4427,858 \text{ N}$$

$$\curvearrowright + \Sigma M_{c-c} = 0$$

$$- F_A V \cdot (76,2 \text{ mm} + 203,2 \text{ mm} + X_3) - W_A \cdot (76,2 \text{ mm} + 203,2 \text{ mm} + X_3) + F_B V \cdot (203,2 \text{ mm} + X_3) - F_C V \cdot X_2 - W_P \cdot \frac{1}{2} (76,2 + 203,2 \text{ mm} \cdot X_2) - M_{X_3} = 0$$

$$M_{X_3} = - F_A V \cdot (76,2 \text{ mm} + 203,2 \text{ mm} + X_3) - W_A \cdot (76,2 \text{ mm} + 203,2 \text{ mm} + X_3) + F_B V \cdot (203,2 \text{ mm} + X_3) - F_C V \cdot X_2 - W_P \cdot \frac{1}{2} (76,2 + 203,2 \text{ mm} \cdot X_2)$$

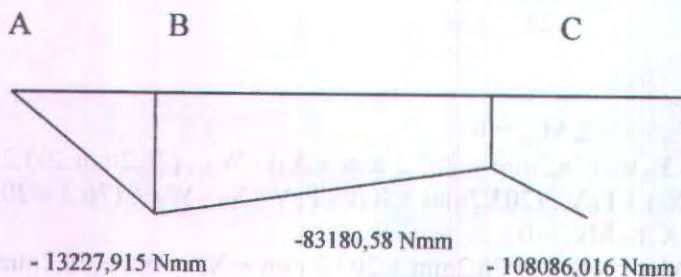
Dimana :

$$X_3 = 76,2 \text{ mm}$$

$$M_D = - 124,113 \text{ N} \cdot (76,2 \text{ mm} + 203,2 \text{ mm} + 76,2 \text{ mm}) - 32,32 \text{ N} \cdot (76,2 \text{ mm} + 203,2 \text{ mm} + 76,2 \text{ mm}) - 345,314 \text{ N} \cdot (203,2 \text{ mm} + 76,2 \text{ mm}) + 737,927 \text{ N} \cdot 76,2 \text{ mm} - 34,33 \text{ N} \cdot (76,2 \text{ mm} + 203,2 \text{ mm} + 76,2 \text{ mm})$$

$$= - 44134,582 \text{ Nmm} - 11492,992 \text{ Nmm} - 96480,731 \text{ Nmm} + 56230,037 \text{ Nmm} - 12207,748 \text{ Nmm}$$

$$= - 108086,016 \text{ Nmm}$$



Gambar 4.11. Diagram momen arah vertikal.

4.3.2. Menghitung momen terbesar.

Karena momen bending terbesar pada titik B, maka dapat dicari dengan menggunakan persamaan (2.29)

$$\begin{aligned}
 M &= \sqrt{(M_H)^2 + (M_V)^2} \\
 M_D &= \\
 &= \sqrt{(9457,410\text{Nmm})^2 + (-108086,016\text{Nmm})^2} \\
 &= \sqrt{9282084879\text{Nmm}} \\
 &= 96343,577 \text{ Nmm.} \\
 &= 844,66 \text{ Lb.in.}
 \end{aligned}$$

4.3.3. Menghitung torsi di titik momen terbesar.

Karena momen terbesar di titik B maka torsi di titik B dicari dengan persamaan (2.30) :

$$\begin{aligned}
 T_D &= \frac{63000 \cdot N}{n_2} \\
 &= \frac{63000 \cdot 0,5 Hp}{500 rpm} \\
 &= 63 \text{ Lb.in.}
 \end{aligned}$$

4.3.4. Menghitung diameter poros.

Tegangan geser maksimum pada poros dapat dihitung dengan menggunakan persamaan (2.31) :

$$\begin{aligned}
 \tau_{\max} &= \frac{S_{yp}}{3,75} \\
 &= \frac{50000 Psi}{3,75} \\
 &= 13333,3 \text{ Psi.}
 \end{aligned}$$

Dari persamaan (2.32) dapat digunakan untuk mencari diameter poros :

$$\begin{aligned}
 \tau_{\max} &= \sqrt{\left[\frac{16 \cdot M}{\pi \cdot D^3} \right]^2 + \left[\frac{16 \cdot T}{\pi \cdot D^3} \right]^2} \\
 &= \frac{16}{\pi \cdot D^3} \sqrt{MB^2 + TP^2} \\
 D^3 &= \frac{16 \sqrt{MB^2 + TP^2}}{\pi \cdot \tau} \\
 &= \frac{16 \sqrt{(844,66 \text{ Lbin})^2 + (63 \text{ Lbin})^2}}{3,14 \cdot 13333,3 Psi}
 \end{aligned}$$

$$= \frac{16\sqrt{713450,515Lbin^2 + 3969Lbin^2}}{41866,66}$$

$$= 0,373 \text{ in}$$

$$D = 0.72 \text{ in}$$

$$D = 18,54 \text{ mm}$$

Agar lebih aman poros blade dibuat menjadi 20 mm.

4.4. Perhitungan bantalan.

Dari perhitungan poros yang sudah diketahui maka dalam perhitungan bantalan data-data yang disajikan adalah sbb :

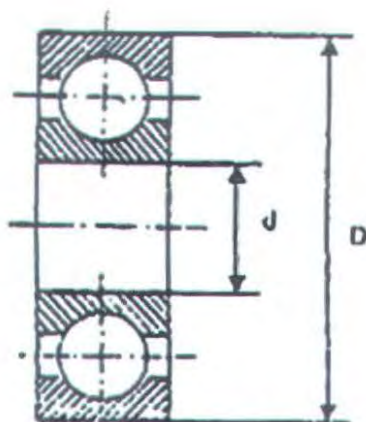
$$\text{Diameter poros} = 15 \text{ mm.}$$

$$\text{Gaya bantalan di titik B, } F_B H = 170,656 \text{ N, } F_B V = 345,314 \text{ N}$$

$$\text{Gaya bantalan di titik C, } F_C H = 46,543 \text{ N, } F_C V = 737,927 \text{ N}$$

Dari tabel lampiran 7 dan tabel lampiran 8 bantalan diperoleh data dengan diameter 15 mm type, single row deep groove ball bearing sbb:

$$C_o = 790 \quad C = 1.320 \quad n_2 = 500 \text{ rpm} \quad V = 1 \quad X = 0,4 \quad Y = 1,37$$



Gambar 4.12. single Row Ball Bearing

4.5. Perhitungan pasak.

Dari hasil perhitungan sebelumnya didapat data-data yang menunjang pada perhitungan pasak, yaitu :

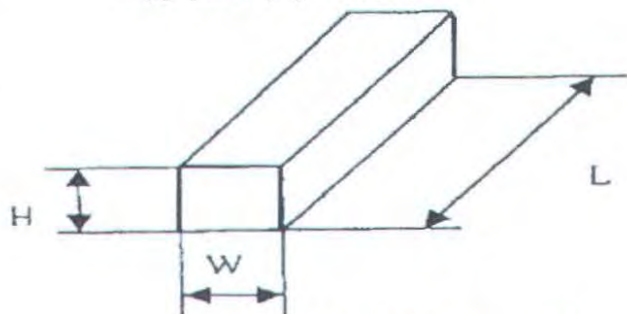
Torsi poros = 63 Lb.in.

Diameter poros = 20 mm. = 0,787 in.

Dari tabel lampiran 9, diperoleh :

Lebar pasak (W) = 1/8 in.

Tinggi pasak (H) = 3/32 in.



Gambar 4.13. Dimensi pasak

4.5.1. Bahan pasak.

Bahan pasak ditentukan Baja karbon AISI 1020, didapat

$$(2.36) S_{yp} = 50 \text{ Ksi.}$$

$$S_{yp} = 50 \text{ Ksi} = 50000 \text{ Psi.}$$

$$S_{syp} = 0,58 \cdot S_{yp}$$

$$= 0,58 \cdot 50000 \text{ Psi.}$$

$$= 29000 \text{ Psi.}$$

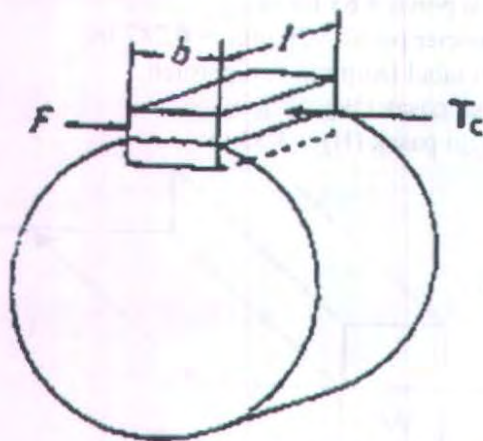
4.5.2. Menghitung tegangan geser.

Untuk menghitung tegangan geser pada pasak digunakan persamaan(2.37):

$$S_s = \frac{S_{syp}}{N} \quad \text{dimana } N = 2,5$$

$$= \frac{29000 \text{ Psi}}{2,5}$$

$$= 11600 \text{ Psi}$$



Gambar 4.14. Tegangan geser pada pasak

4.5.3. Menghitung panjang pasak untuk tegangan geser.

Panjang pasak tegangan geser dapat diperoleh dari persamaan (2.38) :

$$\begin{aligned} L_s &= \frac{2T}{S_s \cdot W \cdot D} \\ &= \frac{2.63lb.in}{11600 \text{ psi} \cdot 1/8in \cdot 0,59in} \\ &= 0,14 \text{ in.} \end{aligned}$$

4.5.4. Menghitung panjang pasak untuk tegangan kompresi

Panjang pasak untuk tegangan kompresi dapat diperoleh dari persamaan (2.39) :

$$\begin{aligned} L_c &= \frac{4T}{S_c \cdot W \cdot D} \\ &= \frac{4.63lb.in}{2000 \text{ psi} \cdot 1/8in \cdot 0,59in} \\ &= 1,7 \text{ in.} \end{aligned}$$

Dimana tegangan kompresi pada pasak :

$$\begin{aligned} S_c &= \frac{S_{yp}}{N} \text{ dimana } N = 2,5 \\ &= \frac{5000}{2,5} \\ &= 2000 \text{ Psi.} \end{aligned}$$

4.5.5. Menghitung pajang pasak

Agar pasak menjadi aman maka panjang pasak lebih panjang 25% dari diameter poros, untuk itu panjang pasak dapat dicari dengan persamaan (2.40) :

$$\begin{aligned}
 L_{\text{efektif}} &= L_c + (0,25 \cdot D) \\
 &= 1,7 \text{ in} + (0,25 \cdot 0,59 \text{ in}) \\
 &= 1,84 \text{ in.} \\
 &= 46,91 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

4.6. Hasil Pengujian

Setelah dilakukan pengujian mesin perajang plastik sebanyak 3 kali maka didapatkan hasil seperti pada tabel di bawah ini :

Tabel 4.1 Hasil Pengujian Mesin Perajang singkong

NO.	MASSA (kg)	WAKTU (menit)	KAPASITAS (kg/menit)
1.	1,5 kg	01:25,32	1,2 kg/menit
2.	1,5 kg	01:12,59	1,3 kg/menit
3.	1,5 kg	01:24,46	1,2 kg/menit

Dari 3 kali pengujian di atas dapat diambil kesimpulan kapasitas rata – rata dari mesin perajang singkong sebesar $\pm 1,23$ kg/menit atau 73 kg/jam.

BAB V PENUTUP

5.1. Kesimpulan

Berdasarkan hasil analisa didepan, dengan system penggerak baru pada mesin pemotong singkong ini, maka kami dapat memberikan kesimpulan bahwa:

1. Berdasarkan percobaan pembebanan berulang – ulang, didapat gaya pemotongan singkong sebesar 196,98 N.
2. Daya total untuk proses kerja mesin sebesar 0,29 Hp
3. Jumlah putaran pada poros pisau adalah 500 rpm
4. Didapat ukuran pulley sebagai berikut
 - Diameter pulley 1 = 2 in
 - Diameter pulley 2 = 6 in
5. Poros menggunakan bahan baja karbon atau baja paduan dengan jenis poros transmisi (*line shaf*)
 - Diameter poros = 18,54 mm.
 Agar lebih aman diameter poros blade menjadi 20 mm.
6. Motor penggerak yang dibutuhkan adalah 0,5 Hp 1500 rpm
7. Hasil pengujian mesin :
 - Ketebalan irisan = 2 mm
 - Kapasitas mesin 1,23 kg/menit atau 73 kg/jam
8. Berdasarkan hasil pengujian 3 singkong dengan massa 1,5 kg didapat hasil dari irisan singkong :
 - Irisan 2 mm = 96 %
 - Irisan cacat (rusak) = 4 %
9. Perencanaan mesin transmisi menggunakan jenis belt 3 V Belt type B-48.

5.2. Saran

Dari hasil perancangan dan perhitungan yang dilakukan dalam pembuatannya penulis menyadari bahwa alat ini masih banyak kekurangan baik dari segi konstruksi, sistem maupun pengoperasiannya, yang diharapkan dapat dilakukan penyempurnaan lebih lanjut pada penelitian berikutnya, sehingga alat ini bisa bekerja lebih effective dan efisien. Sedangkan untuk pengembangan lebih lanjut, ada kemungkinan alat ini difungsikan sebagai alat perajang selain singkong dengan prinsip kerja sama.

DAFTAR PUSTAKA

1. Deutchman ; Aaron D ; Machine Design ; Theory and practice ; Macmilan Publishing Co, Inc, New York ; 1975.
2. Dobrovolsky V.; Machine Elements ; Foreign Languages Publishing House ; Moscow.
3. Sularso, MSME , Kiyokatsu Suga ; Dasar Perencanaan dan pemilihan Elemen mesin ; PT Pradnya Paramita ; Jakarta ; 1994



Lampiran 1 : Tabel Konversi

TABLE A.1 Conversion Factors

Area

$1 \text{ mm}^2 = 1.0 \times 10^{-6} \text{ m}^2$	$1 \text{ ft}^2 = 144 \text{ in.}^2$
$1 \text{ cm}^2 = 1.0 \times 10^{-4} \text{ m}^2 = 0.1550 \text{ in.}^2$	$1 \text{ in.}^2 = 6.4516 \text{ cm}^2 = 6.4516 \times 10^{-4} \text{ m}^2$
$1 \text{ m}^2 = 10.7639 \text{ ft}^2$	$1 \text{ ft}^2 = 0.092903 \text{ m}^2$

Conductivity

$1 \text{ W/m-K} = 1 \text{ J/s-m-K}$	$1 \text{ Btu/h-ft-R} = 1.730735 \text{ W/m-K}$
$= 0.577789 \text{ Btu/h-ft-R}$	

Density

$1 \text{ kg/m}^3 = 0.06242797 \text{ lbm/ft}^3$	$1 \text{ lbm/ft}^3 = 16.01846 \text{ kg/m}^3$
$1 \text{ g/cm}^3 = 1000 \text{ kg/m}^3$	
$1 \text{ g/cm}^3 = 1 \text{ kg/L}$	

Energy

$1 \text{ J} = 1 \text{ N-m} = 1 \text{ kg-m}^2/\text{s}^2$	$1 \text{ lbf-ft} = 1.355818 \text{ J}$
$1 \text{ J} = 0.737562 \text{ lbf-ft}$	$= 1.28507 \times 10^{-3} \text{ Btu}$
$1 \text{ cal (Int.)} = 4.1868 \text{ J}$	$1 \text{ Btu (Int.)} = 1.055056 \text{ kJ}$
	$= 778.1693 \text{ lbf-ft}$
$1 \text{ erg} = 1.0 \times 10^{-7} \text{ J}$	
$1 \text{ eV} = 1.60217733 \times 10^{-19} \text{ J}$	

Force

$1 \text{ N} = 0.224809 \text{ lbf}$	$1 \text{ lbf} = 4.448222 \text{ N}$
$1 \text{ kp} = 9.80665 \text{ N} (1 \text{ kgf})$	

Gravitation

$g = 9.80665 \text{ m/s}^2$	$g = 32.17405 \text{ ft/s}^2$
-----------------------------	-------------------------------

Heat capacity, specific entropy

$1 \text{ kJ/kg-K} = 0.238846 \text{ Btu/lbm-R}$	$1 \text{ Btu/lbm-R} = 4.1868 \text{ kJ/kg-K}$
--	--

Heat flux (per unit area)

$1 \text{ W/m}^2 = 0.316998 \text{ Btu/h-ft}^2$	$1 \text{ Btu/h-ft}^2 = 3.15459 \text{ W/m}^2$
---	--

Heat transfer coefficient

$1 \text{ W/m}^2\text{-K} = 0.17611 \text{ Btu/h-ft}^2\text{-R}$	$1 \text{ Btu/h-ft}^2\text{-R} = 5.67826 \text{ W/m}^2\text{-K}$
--	--

Length

$1 \text{ mm} = 0.001 \text{ m} = 0.1 \text{ cm}$	$1 \text{ ft} = 12 \text{ in.}$
$1 \text{ cm} = 0.01 \text{ m} = 10 \text{ mm} = 0.3937 \text{ in.}$	$1 \text{ in.} = 2.54 \text{ cm} = 0.0254 \text{ m}$
$1 \text{ m} = 3.28084 \text{ ft} = 39.370 \text{ in.}$	$1 \text{ ft} = 0.3048 \text{ m}$
$1 \text{ km} = 0.621371 \text{ mi}$	$1 \text{ mi} = 1.609344 \text{ km}$
$1 \text{ mi} = 1609.3 \text{ m (US statute)}$	$1 \text{ yd} = 0.9144 \text{ m}$

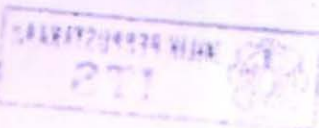


TABLE A.1 (Continued) Conversion Factors

Mass

1 kg	= 2.204 623 lbm	1 lbm	= 0.453 592 kg
1 tonne	= 1000 kg	1 slug	= 14.5939 kg
1 grain	= 6.47989×10^{-5} kg	1 ton	= 2000 lbm

Moment (torque)

1 N-m	= 0.737 562 lbf-ft	1 lbf-ft	= 1.355 818 N-m
-------	--------------------	----------	-----------------

Momentum (mV)

1 kg-m/s	= 7.232 94 lbm-ft/s	1 lbm-ft/s	= 0.138 256 kg-m/s
	= 0.224809 lbf-s		

Power

1 W	= 1 J/s = 1 N-m/s	1 lbf-ft/s	= 1.355 818 W
	= 0.737 562 lbf-ft/s		= 4.626 24 Btu/h
1 kW	= 3412.14 Btu/h	1 Btu/s	= 1.055 056 kW
1 hp (metric)	= 0.735 499 kW	1 hp (UK)	= 0.7457 kW
			= 550 lbf-ft/s
			= 2544.43 Btu/h
1 ton of refrigeration	= 3.516 85 kW	1 ton of refrigeration	= 12 000 Btu/h

Pressure

1 Pa	= 1 N/m ² = 1 kg/m-s ²	1 lbf/in. ²	= 6.894 757 kPa
1 bar	= 1.0×10^5 Pa = 100 kPa	1 atm	= 14.695 94 lbf/in. ²
1 atm	= 101.325 kPa		= 29.921 in. Hg [32 F]
	= 1.01325 bar		= 33.899 5 ft H ₂ O [4°C]
	= 760 mm Hg [0°C]		
	= 10.332 56 m H ₂ O [4°C]	1 in. Hg [0°C]	= 0.49115 lbf/in. ²
1 torr	= 1 mm Hg [0°C]	1 in. H ₂ O [4°C]	= 0.036126 lbf/in. ²
1 mm Hg [0°C]	= 0.133 322 kPa		
1 m H ₂ O [4°C]	= 9.806 38 kPa		

Specific energy

1 kJ/kg	= 0.42992 Btu/lbm	1 Btu/lbm	= 2.326 kJ/kg
	= 334.55 lbf-ft/lbm	1 lbf-ft/lbm	= 2.98907×10^{-3} kJ/kg
			= 1.28507×10^{-3} Btu/lbm

Lampiran 2 : Tabel Bearing

Table B-2 Standard Dimensions and Load Ratings of Radial Rolling Bearings

Bearing Size	Series 0		Series 1				Series 2				Series 3				Series 4		Series 5		
	Dia. D		Pitch Dia. d		Pitch Dia. d		Pitch Dia. d		Pitch Dia. d		Pitch Dia. d		Pitch Dia. d		Pitch Dia. d		Pitch Dia. d		
	mm	in.	mm	in.	mm	in.	mm	in.	mm	in.	mm	in.	mm	in.	mm	in.	mm	in.	
4	0.1575																		
5	0.1969																		
6	0.2362																		
7	0.2756																		
8	0.3150																		
9	0.3543																		
10	0.3937																		
11	0.4331																		
12	0.4725																		
13	0.5118																		
14	0.5512																		
15	0.5906																		
16	0.6299																		
17	0.6693																		
20	0.7874																		
22	0.8661																		
24	0.9448																		
26	1.0236																		
28	1.1023																		
30	1.1811																		
32	1.2598																		
34	1.3386																		
36	1.4173																		
38	1.4961																		
40	1.5748																		
45	1.7711																		
50	1.9684																		
55	2.1648																		
60	2.3612																		
65	2.5576																		
70	2.7540																		
75	2.9504																		
80	3.1468																		
85	3.3432																		
90	3.5396																		
95	3.7360																		
100	3.9324																		

Dimensions in millimeters are given in parentheses. For dimensions in inches, see Table B-1. The bearing sizes listed in this table are for standard bearings. For dimensions in inches, see Table B-1. The bearing sizes listed in this table are for standard bearings. For dimensions in millimeters, see Table B-1. The bearing sizes listed in this table are for standard bearings.

Lampiran 3 : Tabel Faktor X dan Y untuk Bearing

Table 9-5 Factor X and Y for ball and roller bearings

Contact Angle α , deg	$\frac{dP}{dC_0}$	Single-Row Bearing ^a		Double-Row Bearing ^b				v	
		$F_d/VF_r > e$		$F_d/VF_r < e$		$F_d/VF_r > e$			
		X	Y	X	Y	X	Y		
Radial-contact groove ball bearing ^c								$F_e/100^d$	
	0.014		2.30			2.30	0.19	25	
	0.028		1.99			1.99	0.22	50	
	0.056		1.71			1.71	0.26	100	
	0.084		1.55			1.55	0.28	150	
	0.11	0.56	1.45	1.0	0	1.45	0.30	200	
	0.17		1.31			1.31	0.34	300	
	0.28		1.15			1.15	0.38	500	
	0.42		1.04			1.04	0.42	750	
	0.56		1.00			1.00	0.44	1000	
Angular-Contact groove ball bearings ^e								$F_e/100^d$	
5	0.014	0.56	Use X, Y and e val- ues appli- cable to single-row radial- contact ^f bearings	1.0	2.78	0.78	3.74	0.23	25
	2.40				3.23		0.26	50	
	2.07				2.78		0.30	100	
	1.87				2.52		0.34	150	
	1.75				2.36		0.36	200	
	1.58				2.13		0.40	300	
	1.39				1.87		0.45	500	
	1.26				1.69		0.50	750	
1.21	1.63	0.52	1000						
10	0.014	0.46	1.0	2.18	0.75	3.06	0.29	25	
	1.71			2.78		0.32	50		
	1.52			1.76		0.36	100		
	1.41			1.63		0.39	150		
	1.34			1.55		0.40	200		
	1.23			1.42		0.44	300		
	1.10			1.27		0.49	500		
	1.01			1.17		0.54	750		
1.00	1.16	0.54	1000						
15	0.015	0.44	1.0	1.65	0.72	2.39	0.38	25	
	1.40			2.28		0.40	50		
	1.30			1.46		0.43	100		
	1.23			1.38		0.46	150		
	1.19			1.34		0.47	200		
	1.12			1.26		0.50	300		
	1.02			1.14		0.55	500		
	1.00			1.12		0.56	750		
1.00	1.12	0.56	1000						
20	0.43	1.00	1.0	1.09	0.70	1.63	0.57		
25	0.41	0.87	1.0	0.92	0.67	1.41	0.68		
30	0.39	0.76	1.0	0.78	0.63	1.24	0.80		
35	0.37	0.66	1.0	0.66	0.60	1.07	0.95		
40	0.35	0.57	1.0	0.55	0.57	0.93	1.14		
Self-aligning ball bearings									
	0.40	0.4 cot α	1.0	0.42 cot α	0.65	0.65 cot α	1.5 tan α		
Roller-bearings, self-aligning, tapered ^g									
$\alpha \neq 90$	0.4	0.4 cot α	1.0	0.45 cot α	0.67	0.67 cot α	1.5 tan α		

SOURCE: Frank W. Wiliam (ed.), *Trot Engineers Handbook*, 2nd ed. McGraw-Hill Book Co., New York, 1959.

NOTE: Values of X, Y, and e for a load or contact angle other than shown are obtained by linear interpolation.

¹ C_0 is the static basic load rating; i is the number of rows of balls used for radial contact bearings.

² F_d/VF_r is the dynamic equivalent load factor.

³ When calculating the equivalent load for a unit consisting of two similar single-row angular-contact ball bearings in a duplex mounting, "face to face" or "back to back," the unit is considered as one double-row angular-contact ball bearing.

⁴ When calculating the equivalent load for a unit consisting of two or more single-row radial or angular-contact ball bearings mounted "in tandem," the bearings are considered individually as single-row ball bearings.

⁵ Double-row bearings are presumed to be symmetrical.

⁶ Permissible maximum value of F_d/VF_r depends on the bearing design.

⁷ F_e is the equivalent dynamic load.

Lampiran 4 : Tabel Jenis bahan

Mechanical Properties of Plain Carbon and Alloy Steels
(based on a 1 in diameter specimen)

AISI Type	Condition	Tensile Strength, ksi (MPa)	Yield Strength, ksi (MPa)	Elongat. in 2 in. %	Reduction in Area, %	Hardness, BHN	Stress-Strain (based on 1112 = 100)
1010	HR	44	42	28	67	107	45
	CD	78	63	16	63	129	55
	CDA	64	44	28	65	131	55
1020	HP	65	43	36	59	143	50
	CD	78	65	20	55	156	65
	A	57	52	37	66	151	90
1030	N	64	50	36	65	132	75
	HR & turned	72	55	31	67	140	—
	CD	64	50	16	57	122	65
1040	A	67	50	31	58	126	—
	N	76	51	32	51	149	—
	HR	91	58	27	59	201	63
1045	CD	102	88	17	42	207	55
	A	75	51	30	57	149	—
	N	81	50	25	55	170	60
1055	HR	98	59	24	45	212	56
	CD	103	90	14	40	217	60
	A	90	55	27	54	174	60
1050	N	99	62	25	49	207	—
	HR	105	67	15	—	—	—
	CD	114	104	9	—	—	54
1075	A	92	43	24	40	167	—
	N	109	62	20	39	217	—
	HR	142	83	16	33	295	—
1112	A	95	38	13	21	192	—
	N	147	73	10	14	293	—
	HR	75	50	35	55	140	—
3530	CD	85	75	25	55	170	80
	A	65	41	35	67	131	80
	N	69	46	34	66	143	80
5140	CD	105	90	20	50	212	50
	A	86	61	28	58	179	50
	N	100	68	26	56	207	—
4130	CD	107	92	17	50	212	55
	A	100	61	25	51	197	55
	N	129	87	20	58	262	—
4130	HRA	86	56	29	57	153	65
	CDA	98	87	21	52	201	70
	N	97	63	25	60	197	50

Source: 1955 Handbook of Mechanical Properties, McGraw-Hill Book Co., 1954; American Iron and Steel Institute, 1955; and 1955, 1956.

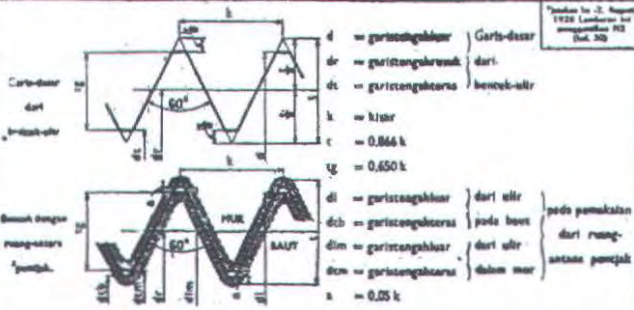
Note: HR & HRA are Rockwell C hardness; CD is cold drawn; CDA is cold drawn and annealed; N is hot rolled.

Lampiran 5 : Bahan Flens dan baut

Elemen	Tipe standar	Lambang	Perlakuan panas	Kekuatan tarik (kg mm ²)	Keterangan
Flens	Besi cor kelabu (JIS G 5501)	FC20	Pelunakan temperatur rendah	20	
		FC25	*	25	
		FC30	*	30	
FC35		*	35		
Flens	Baja karbon cor (JIS G 5101)	SC37	Pelunakan	37	Penormalan. Kadang-kadang setelah penormalan dilanjutkan dengan ditemper.
		SC42	*	42	
		SC46	*	46	
		SC49	*	49	
Flens	Baja karbon tempa (JIS G 3201)	SF50	Pelunakan	50-60	Perlakuan panas yang lain juga dilakukan.
		SF55	*	55-65	
		SF60	*	60-70	
Baut dan mur	Baja karbon untuk konstruksi mesin (JIS G 3102)	S20C	-	40	
		S35C	-	50	
		S40C	-	60	
S45C		-	70		
Baut dan mur	Baja karbon untuk konstruksi biasa (JIS G 3101)	SS41B	-	40	
		SS50B	-	50	
Baut dan mur	Baja hatang definis dingin (JIS G 3123)	S20C-D	-	50	
		S35C-D	-	60	

Lampiran 6 : Tabel Ulir

SERIKAT PERUSAHAAN DAN PERDAGANGAN DITETAPKAN OKT. 1922 LEMB. KER. DARJ INSINJU^a
 KOMISI BESAR UNTUK NORMALISASI DINEGERI BELANDA



LEMBARAN dalam mm.

Garis-dasar dari bentuk-ulir				Bentuk dgn rangkaiannya	
$d = dr$	k	dr	$dt = dcm$	SAUT	MUR
				dcb	dim
1,0	0,25	0,800	0,676	0,800	1,000
(1,2)	0,25	1,000	0,876	0,875	1,200
1,6	0,30	1,300	1,076	0,980	1,400
(1,7)	0,30	1,475	1,246	1,215	1,700
2,0	0,40	1,700	1,400	1,400	2,000
(2,2)	0,40	2,040	1,700	1,740	2,200
2,5	0,45	2,300	2,016	1,975	2,500
3,0	0,50	2,675	2,300	2,300	3,000
(3,5)	0,50	3,110	2,720	2,680	3,500
4,0	0,50	3,545	3,000	3,000	4,000
(4,5)	0,50	4,015	3,325	3,400	4,500
5,0	0,50	4,480	3,700	3,800	5,000
(5,5)	0,50	4,915	4,000	4,240	5,500
6,0	0,50	5,380	4,300	4,600	6,000
(7,0)	0,60	6,300	5,200	5,800	7,000
8,0	0,60	7,265	6,076	6,250	8,000
(9,0)	0,60	8,200	7,000	7,250	9,000

Garis-garis yang dikawatkan sebagai mungkin dengan paku.
 Fakt-faktor bentuk dalam diagram akan ditunjukkan pada sipembut.
 Untuk semua ukuran ulir seluruh bilangan pada lambang TOLERANSI-ULIR:KERUP

LEMBARAN INI DIPAKAI DENGAN N. 81

ULIRSEKERUP METRIK (i.l.)
 GARIS-TENGKAP DARJ I SAMPAI 9 mm.

N 81

I.I.S. : 621.881.1

Gambar 1. Gambar Alat Keseluruhan 1

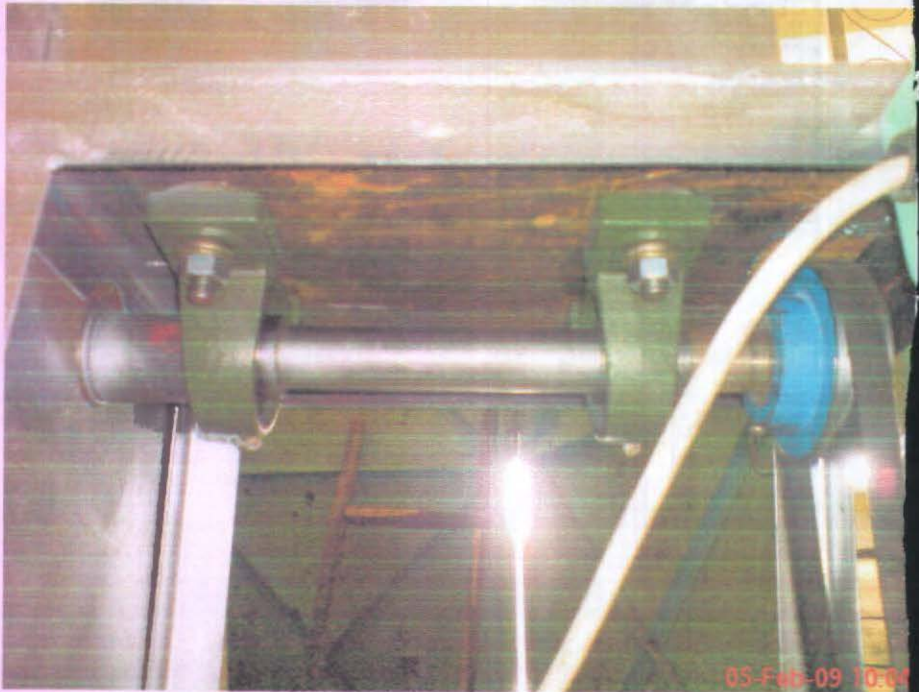


Gambar 2. Gambar Alat Keseluruhan 2



Experiment 2 (Control And Revolution 2)

Gambar 3. Poros dan bearing



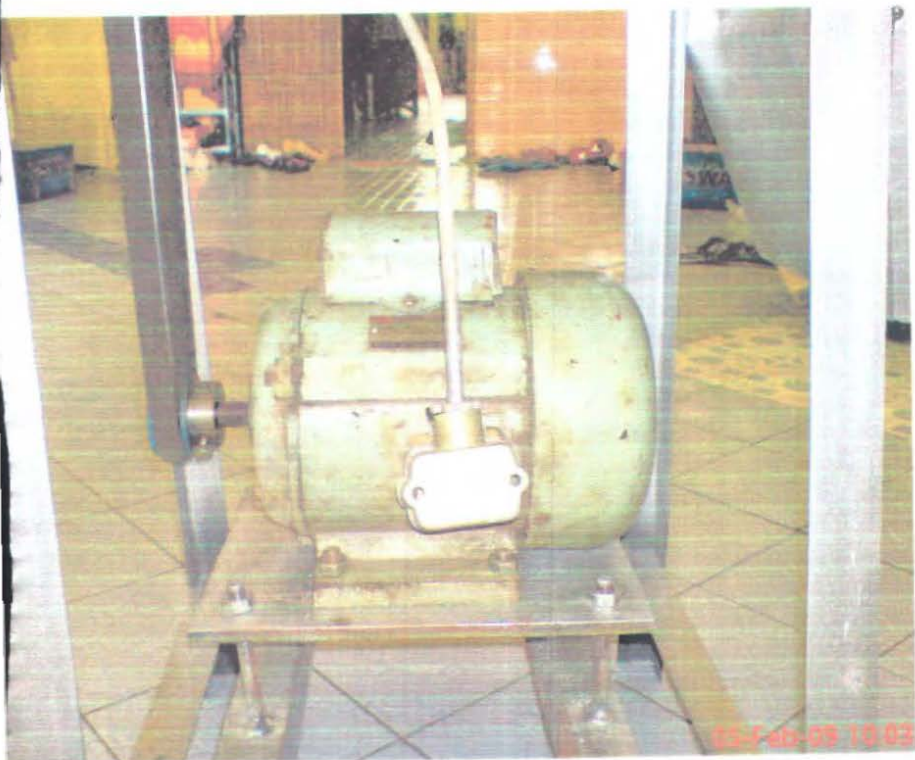
Gambar 4. Tempat Keluar Ketela



Gambar 5. Pegaas Pendorong



Gambar 6. Motor



Gambar 7. Pisau



Gambar 8. Pulley dan Belt

