

36472/H/09



RSM
621.815
Pak
r-1
2009

RANCANG BANGUN MESIN PENCACAH POLYETHYLENE

WIDYAWAN
PAKARKALOKA
NRP. 2106 039 012

IMAM SAFRONI
NRP. 2106 039 031

Dosen Pembimbing
Ir.SYAMSUL HADI,MT

JURUSAN D-3 TEKNIK MESIN DISNAKER
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2009

PERPUSTAKAAN ITS	
Tgl. Terima	12-8-2009
Terima Dari	H
No. Agenda Prp.	1254



BUILT AND DESIGN OF POLYETHYLENE CHOPPER MACHINE

**WIDYAWAN
PAKARKALOKA
NRP. 2106 039 012**

**IMAM SAFRONI
NRP. 2106 039 031**

**Supervisor
Ir. SYAMSUL HADI, MT**

**PROGRAM STUDY DIPLOMA III DISNAKER
MECHANICAL ENGINEERING DEPARTEMENT
Faculty of Industrial Engineering
Institute Technology of Sepuluh Nopember
Surabaya 2009**

**RANCANG BANGUN MESIN PENCACAH
POLYETHYLENE**

TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Ahli Madya
Pada
Bidang Studi Manufaktur
Program Studi D-III Politeknik Disnaker
Jurusan Mesin Produksi
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh :

WIDYAWAN P.
Nrp. 2106 039 012

IMAM SAFRONI
Nrp. 2106 039 031

Disetujui Oleh Dosen Pembimbing Tugas Akhir :

Ir. Syamsul Hadi, MT.....(Pembimbing)



SURABAYA, JULI 2009

RANCANG BANGUN MESIN PENCACAH POLYETHYLENE

Nama Mahasiswa : 1. WIDYAWAN
PAKARKALOKA
2. IMAM SAFRONI
NRP : 1. 2106 039 012
2. 2106 039 031
Jurusan : D-3 Teknik Mesin Disnaker FTI-
ITS
Dosen Pembimbing : Ir. SYAMSUL HADI, MT

ABSTRAK

Hingga saat ini, banyak polyethylene yang tidak terpakai lagi. Masyarakat kurang mengetahui pemanfaatan polyethylene lebih lanjut. Sehingga dalam tugas akhir ini dibuat alat yaitu mesin pencacah polyethylen yang dapat memberikan manfaat dalam pencacahan polyethylene yng nantinya akan digunakan sebagai bahan campuran pembuatan batu beton.

Perencanaan ini dimulai dengan menentukan kapasitas yang akan diproduksi, kemudian dilakukan perhitungan-perhitungan pada daya motor, gaya yang dibutuhkan untuk mencacah polyethylene, transmisi belt dan pulley, poros, bearing, dan pasak.

Dari perencanaan diperoleh alat pencacah polyethylene dengan daya motor 3hp, putaran motor 937rpm serta mempunyai kapasitas mesin 500kg/jam. Diameter pencacah 100mm dan 200mm dan kecepatan keliling pulley 6,231m/s.

Kata kunci : Polyethylene, pencacah

BUILT AND DESIGN OF POLYETHYLENE CHOPPER MACHINE

Name Of Student : 1. WIDYAWAN
PAKARKALOKA
2. IMAM SAFRONI
NRP : 1. 2106 039 012
2. 2106 039 031
Department : D-3 Teknik Mesin Disnaker FTI-ITS
Tutor : Ir. SYAMSUL HADI, MT

ABSTRACT

The existing finite, many polyethylene which is out of condition again. Public unable to know exploiting of further polyethylene. So in this final_ task made device that is chopper engine polyethylen which can give benefit in chopper polyethylene yng later will be applied as component of making mixture of concrete stone.

This planning started by determining capacities which will be produced, then is done calculations at motor energy?power, force required count polyethylene to, transmission belt and pulley, axis, bearing, and joggle.

From this planning got motor energy power 3hp with revolution 937rpm so has capacities 500kg/jam, chopper diameter 100mm dan200mm and peripheral velocity pulley 6,231m/s.

Keyword : Polyethylene, chopper

KATA PENGANTAR

Alhamdulillah, segala puji dan syukur kami panjatkan kehadirat Allah SWT. Karena atas ramat dan hidayahnya-Nya, tugas akhir yang berjudul “ **Rancang Bangun Mesin Pencacah Polyethylene** “ ini dapat disusun dan diselesaikan dengan baik dan lancar.

Tugas Akhir ini merupakan salah satu persyaratan yang harus dipenuhi oleh setiap mahasiswa Program Studi D3 Politeknik Mesin Produksi ITS-Disnaker Surabaya, sesuai dengan kurikulum yang telah ditetapkan. Selain itu Tugas Akhir ini juga merupakan suatu bukti yang diberikan almamater dan masyarakat.

Banyak dorongan dan bantuan yang penulis dapatkan selama penyusunan Tugas Akhir ini sampai terselesaikannya laporan. Untuk itu penulis ingin menyampaikan ucapan terima kasih dan penghargaan sebesar-besarnya kepada :

1. Allah SWT dan junjungan besarku, Nabi Muhammad SAW yang telah memberikan ketenangan dalam jiwaku.
2. Ayah dan Ibu serta saudara-saudaraku tercinta yang benar-benar memberikan dorongan dan semangat dengan cinta dan kasih sayangnya yang tiada batas dan tak terbalaskan, doa dan restunya.
3. Bapak Ir. Suhariyanto, MT. Selaku Ketua Program Studi D3 Teknik Mesin FTI-ITS.
4. Bapak Ir. Syamsul Hadi, MT. Selaku Dosen Pembimbing yang telah dengan sangat sabar, tidak bosan-bosannya membantu dan memberikan ide serta ilmu hingga terselesaikannya Tugas Akhir ini.
5. Bapak Jazuli S, S.Pd sebagai Instruktur Pembimbing BLKIP Surabaya yang telah membantu penulis untuk menyelesaikan tugas akhir ini.
6. Bapak R. Soewandi B.E, S.Pd selaku koordinator program studi di BLKIP Surabaya.
7. Dr.Ir.Bambang Sampurno,MT Selaku koordinator Tugas Akhir Proqram Studi D3 Teknik Mesin FTI-ITS.
8. Bapak Ir.Winarto, DEA dan Bapak Ir.Eddy Widiyono, MSc, selaku dosen wali kami.

9. Instruktur BLKIP, Bapak Jiwo Mulyono, S.Pd, Bapak Priyo B J, ST, Bapak Miftakhul Huda, ST, Bapak Murdiyanto, S.Pd, serta segenap Bapak-Bapak instruktur kami di mesin las.
 10. Bapak Dosen tim penguji yang telah memberikan kritik dan saran dalam penyempurnaan dan pengembangan Tugas Akhir ini.
 11. Seluruh dosen dan staf pengajar Jurusan D3 Teknik Mesin FTI-ITS, yang telah memberikan ilmunya dan membantu semua selama menimba ilmu di bangku kuliah.
 12. Seluruh Keluarga FORKOM M3NER ITS serta berbagai pihak yang belum tertulis dan yang tidak mungkin disebutkan satu persatu yang telah berperan dalam pengerjaan penyusunan laporan ini.
- Semoga segala keikhlasan dan kebaikan yang telah diberikan mendapatkan balasan yang terbaik dari Tuhan Yang Maha Esa, Amin..

Karena keterbatasan waktu dan kemampuan penulis, sebagai manusia biasa kami menyadari dalam penulisan ini masih terdapat beberapa kesalahan, keterbatasan, dan kekurangan. Oleh karena itu, kami mengharap kritik dan saran membangun sebagai masukan untuk penulis dan kesempurnaan Tugas Akhir ini. Semoga dengan penulisan Tugas Akhir ini dapat bermanfaat bagi semua pihak yang memerlukan, mahasiswa D3 Mesin Disnaker pada khususnya.

Surabaya, Juni 2009

Penulis,

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL	i
LEMBAR PENGESAHAN	ii
ABSTRAK	iii
ABSTRACT	iv
KATA PENGANTAR	v
DAFTAR ISI	vii
DAFTAR GAMBAR	xi
DAFTAR TABEL	xii
BAB I : PENDAHULUAN	1
1.1 Latar belakang.....	1
1.2. Perumusan masalah	2
1.3. Tujuan	2
1.4. Batasan masalah	3
1.5. Sistematika penulisan.....	3
BAB II : DASAR TEORI	5
2.1 Polyethylene.....	5
2.2. Mencari Kapasitas Mesin	5
2.3. Analisa Gaya	6
2.3.1. Torsi pada Tool.....	6
2.4. Analisa Daya	7
2.5. Perencanaan Belt dan Pulley	7
2.5.1. Mencari Kecepatan Keliling Pulley.....	8
2.5.2. Mencari Gaya Keliling Pada Pulley	8
2.5.3. Menghitung Tegangan Belt	9
2.5.4. Menghitung Jarak Antar Poros maximum dan minimum Pulley	9
2.5.5. Menghitung Sudut Kontak dan Panjang Keliling Belt.....	10
2.5.6. Gaya efektif pada belt.....	11
2.5.7. Mencari Jumlah Belt.....	11

2.5.8. Menghitung Tegangan Maksimum Pada Belt.....	11
2.5.9. Menghitung Umur Belt	12
2.5.10. Menghitung Dimensi Pulley	13
2.5.11. Gaya Pulley terhadap Poros.....	14
2.6. Perencanaan Poros.....	14
2.6.1. Bidang Horizontal dan Vertikal.....	17
2.6.2. Menghitung Momen Terbesar	17
2.6.3. Menghitung Torsi yang Terjadi	18
2.6.4. Diameter Poros.....	18
2.7. Roda Gila.....	18
2.7.1. Kecepatan maksimum roda gila.....	19
2.7.2. Kecepatan rata-rata roda gila.....	19
2.7.3. Koefisien fluktuasi roda gila.....	20
2.7.4. Momen inersia roda gila.....	20
2.7.5. Kecepatan sudut maksimum roda gila.....	20
2.7.6. Torsi roda gila.....	20
2.8. Perencanaan Pasak.....	21
2.8.1. Tinjauan Terhadap Tegangan Geser	22
2.8.2. Panjang Pasak Untuk Tegangan Geser.....	22
2.8.3. Tegangan Kompresi Pada Pasak.....	23
2.8.4. Panjang Pasak Untuk Tegangan Kompresi.....	23
2.8.5. Panjang Pasak.....	23
2.9. Perencanaan Bantalan	24
2.9.1. Mencari Gaya Radial Bantalan.....	24
2.9.2. Mencari Beban Equivalen.....	25
2.9.3. Menghitung Umur Bantalan.....	26
BAB III : METODOLOGI	27
3.1. Proses Pembuatan Tugas Akhir.....	27
3.1.1. Proses Pembuatan Tugas Akhir.....	27
3.1.2. Gambar Alat.....	27
3.1.3. Perhitungan dan Perencanaan.....	27

3.1.4 Pembuatan alat.....	28
3.1.5 Pengujian Alat.....	28
3.1.6 Kesimpulan.....	28
3.2. Diagram Alir Pembuatan Mesin.....	29
3.3. Prinsip Kerja Mesin.....	30
BAB IV : PERHITUNGAN	31
4.1. Mencari Kapasitas Mesin.....	31
4.2. Analisa Gaya.....	33
4.2.1. Torsi pada Tool	35
4.3. Analisa Daya	35
4.4. Perhitungan Belt dan Pulley.....	36
4.4.1. Kecepatan Keliling pulley.....	36
4.4.2. Gaya Keliling Pulley.....	37
4.4.3. Tegangan pada Belt.....	38
4.4.4. Jarak Antar Poros.....	39
4.4.5. Sudut Kontak.....	39
4.4.6. Panjang Belt.....	40
4.4.7. Gaya Efektif untuk Menggerakkan Beban..	41
4.4.8. Jumlah Belt.....	42
4.4.9. Tegangan Maksimum.....	43
4.4.10. Putaran Belt per detik.....	44
4.4.11. Umur Belt.....	44
4.4.12. Menghitung Dimensi Pulley.....	45
4.4.13. Menghitung Gaya Berat Pulley.....	46
4.4.14. Menghitung Gaya Pulley Terhadap Poros..	47
4.5. Momen pada Bidang Horizontal dan Vertikal	48
4.5.1. Menghitung Momen Terbesar.....	67
4.5.2. Mencari Bahan Poros Yang Aman.....	67
4.6. Roda Gila.....	68
4.6.1. Kecepatan Maksimum dan Minimum.....	68
4.6.2. Kecepatan rata-rata.....	69
4.6.3. Koefisien Fluktuasi.....	69
4.6.4. Momen Inersia.....	69
4.6.5. Kecepatan Sudut Maksimum dan Minimum	70

4.6.6. Torsi.....	70
4.7. Pasak.....	71
4.7.1. Perencanaan Pasak.....	71
4.7.2. Tinjauan Terhadap Tegangan Geser.....	72
4.7.2. Tinjauan Terhadap Tegangan Kompresi.....	72
4.8. PerencanaanBantalan.....	73
4.8.1. Menghitung Gaya Radial Bantalan.....	73
4.8.2. Mencari harga X dan Y.....	73
4.8.3. Menghitung Beban Equivalent.....	73
4.8.4. Umur bantalan.....	74
BAB V : PENUTUP.....	75
5.1 Kesimpulan.....	75
5.1 Saran.....	75
DAFTAR PUSTAKA.....	76

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1. Transmisi Belt dan Pulley	8
Gambar 2.2 Sudut Kontak.....	10
Gambar 2.3 Dimensi pulley dan Belt.....	13
Gambar 2.4 Diagram Uraian Gaya pada Poros Pulley.....	14
Gambar 2.5 Roda Gila.....	19
Gambar 2.7 Dimensi Pasak dan Gaya-Gaya yang Bekerja	21
Gambar 2.8 Single Raw Ball Bearing	24
Gambar 3.1 Diagram Alir Pembuatan Mesin.....	29
Gambar 4.1 Mesin Pencacah Polythelyene	32
Gambar 4.2 Gaya yang Bekerja pada Poros.....	48
Gambar 4.3 Gaya yang Bekerja pada Poros.....	49
Gambar 4.4 Gaya yang Terjadi pada Bidang Horizontal	50
Gambar 4.5 Momen Bending Horizontal	58
Gambar 4.6 Gaya yang terjadi Pada Titik Vertikal	59
Gambar 4.7 Momen Bidang Vertikal Pada Poros	66

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1 Ball Bearing Service Factor, F_s25

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Banyaknya produk polimer yang dijumpai dipasaran dipergunakan dalam berbagai kebutuhan, salah satunya adalah polyethylene yang biasa digunakan sebagai bahan pembuat chasing computer, televisi, radio, dll. Chasing-chasing tersebut dari waktu ke waktu pasti akan mengalami pembaruan dan chasing-chasing yang lama akan menjadi barang yang tidak terpakai lagi. Akhir-akhir ini chasing-chasing yang tidak terpakai tersebut menjadi bahan alternatif sebagai campuran untuk meningkatkan kekuatan dan keuletan, salah satunya dalam pembuatan batu beton.

Dengan permintaan akan batu beton sebagai bahan bangunan yang membutuhkan kekuatan dan keuletan yang baik, maka membuat orang berpikir bagaimana alternatif dalam membuat campuran batu beton. Sehingga penambahan polyethylene dalam campuran batu beton dapat menjadi alternatif. Dalam pencampurannya polyethylene harus dihancurkan menjadi serpihan dengan ukuran 3mm – 5mm agar memudahkan dalam proses pencampuran dan kapasitas dalam suatu campuran sehingga terbentuk produk yang sesuai dengan kebutuhan.

Untuk menghancurkan polyethylene sampai berbentuk serpihan, maka dibutuhkan sebuah mesin. Dari gambaran umum diatas mesin yang dapat menghancurkan polyethylene adalah mesin yang jenisnya crusher atau penggiling. Mesin ini dirancang dengan

sistem rol yang ditransmisikan oleh pulley dari sebuah motor listrik tiga phase untuk menggerakkan pisaunya yang terdapat pada poros. Sehingga akan didapat kecepatan yang tinggi dalam proses produksinya. Hal tersebut akan menghasilkan ketepatan dimensi serta kecepatan produksi yang diinginkan.

1.2 Perumusan Masalah

Sebagai bahan campuran batu beton, polyethylene sebaiknya dalam bentuk serpihan. Namun permasalahan yang ada bagaimana cara untuk menghancurkan polyethylene sehingga berbentuk serpihan. Untuk mencapai hasil serpihan polyethylene yang mempunyai ukuran 3mm – 5mm membutuhkan mesin yang produktifitasnya cukup tinggi.

1.3 Tujuan

Adapun tujuan dari pembuatan mesin pencacah polyethylene dalam tugas akhir ini adalah sebagai berikut:

1. Merancang dan menghitung komponen-komponen mesin pencacah polyethylene yang mampu menghasilkan serpihan polyethylene yang mempunyai ukuran 3mm – 5mm.
2. Membuat mesin pencacah polyethylene sesuai hasil perancangan dan perhitungan sebagai hasil realisasi teori ke dalam bentuk nyata

1.4 Batasan Masalah

Dalam tugas akhir ini perlu adanya batasan-batasan permasalahan yang digunakan agar tidak meluas. Adapun batasan masalah yang diambil:

1. Bahan baku komponen mesin pencacah polyethylene dianggap sesuai dengan hasil perhitungan.
2. Bentuk serpihan polyethylene mempunyai ukuran 3mm – 5mm.
3. Bahan baku yang dihancurkan berupa polyethylene berbentuk tak beraturan.
4. Komposisi bahan polyethylene tidak dibahas lebih lanjut.
5. Sambungan las dan baut diasumsikan kuat.

1.5. Sistematika Penulisan

Penulisan tugas akhir ini dibagi dalam beberapa bab dengan sistematika penulisan sebagai berikut :

BAB I PENDAHULUAN

Pada bab ini membahas bagaimana tinjauan umum tentang latar belakang masalah, tujuan, batasan masalah dan sistematika penulisan laporan tugas akhir.

BAB II DASAR TEORI

Pada bab ini dijelaskan mengenai teori penunjang dan dasar perhitungan yang mendukung dalam pembuatan laporan tugas akhir.

BAB III METODOLOGI

Pada bab ini akan dibahas mengenai metodologi

perencanaan pembuatan alat, diagram alir pembuatan alat dan proses mekanisme kerja mesin pencacah polyethylene.

BAB IV HASIL DAN PEMBAHASAN

Pada bab ini dijelaskan mengenai tentang pengujian elemen mesin yang didapat setelah perencanaan dan perhitungan elemen mesin.

BAB V KESIMPULAN

Pada bab ini dijelaskan tentang kesimpulan yang diambil dari proses perencanaan mesin serta penganalisaan pada benda kerja hasil dari proses pemotongan.

BAB II DASAR TEORI

Bab ini akan membahas mengenai teori-teori pustaka, rumusan dan konsep yang melatarbelakangi perencanaan ini yang nantinya digunakan dalam perhitungan berdasarkan referensi meliputi perencanaan elemen mesin, yaitu kapasitas mesin yang digunakan, daya yang ditransmisikan, pulley, belt, poros, bearing serta daya motor yang digunakan untuk mencacah benda kerja.

2.1 Polyethylene

Polyethylene adalah salah satu jenis polimer yang bersifat thermoplastic. Bahan-bahan termoplastic mudah untuk diolah kembali karena setiap kali dipanaskan, bahan-bahan tersebut dapat dituang ke dalam cetakan yang berbeda untuk membuat produk plastik yang baru. Ciri dari sifat thermoplastic adalah pada suhu tinggi akan lunak, tetapi akan mengeras kembali jika didinginkan.

Polyethylene juga memiliki kekuatan tarik yaitu $UTS = 17,2 \text{ Mpa}$.

2.2 Mencari Kapasitas Mesin

Untuk mencari kapasitas mesin didapat dari perbandingan antara putaran motor dibagi putaran poros dengan diameter pulley motor dibagi diameter pulley yang digerakkan.

$$\frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1} \quad (2.1)$$

Dimana :

n_1 = putaran motor (rpm)

n_2 = putaran poros (rpm)

d_1 = diameter pulley motor (mm)

d_2 = diameter pulley yang digerakkan (mm)

(Sularso, Kiyokatsu Suga, 1987 : Dasar Pemilihan Dan penelitian Elemen Mesin, Hal 166)



Kemudian untuk mendapatkan kapasitas mesin menggunakan rumus :

$$Q = m_b \cdot n_2 \cdot z \quad (2.2)$$

Dimana :

- Q = kapasitas mesin (kg/menit)
- m_b = massa (kg)
- n_2 = putaran pisau (rpm)
- z = jumlah pisau

2.3 Analisa Gaya

Gaya yang dibutuhkan untuk mendapatkan ukuran Polyethilene sesuai yang diinginkan adalah

Besarnya gaya yang dibutuhkan dapat dihitung dengan persamaan :

$$P_s = C_1 \cdot T \cdot S \cdot h \cdot l$$

Dimana diketahui bahwa $C_1 = 0,85$ untuk bahan yang sangat ulet dan $C_1 = 0,65$ untuk bahan yang kurang ulet sehingga diambil rata-ratanya $C_1 = 0,7$, P_s adalah gaya pemotongan sehingga pada alat pecacah polyethilene ini diasumsikan sebagai gaya tool sehingga $P_s = F_{tool}$.

Maka:

$$F_{tool} = 0,7 \cdot UTS \cdot h \cdot l \quad (2.3)$$

Dimana :

- F_{tool} = Gaya yang terjadi pada tool (lb)
- h = panjang bahan (in)
- l = panjang pemotongan (mm)

(John A. Schey, 1977 : *Introduction to Manufacturing Processes*)

2.3.1 Torsi pada Tool

Torsi yang terjadi pada proses mencacah dapat dihitung melalui persamaan :

$$T_{tool} = F_{tool} \cdot L \dots \dots \dots (2.4)$$



Dimana :

- T_{tool} = Torsi (lbf.in)
- F_{tool} = Gaya tool (lbf)
- L = Jari - jari tool (in)

2.4 Analisa Daya

Daya pada tool dapat dihitung dengan menggunakan persamaan :

$$P = T \cdot \frac{n_2}{63000} \dots\dots\dots (2.5)$$

Dimana :

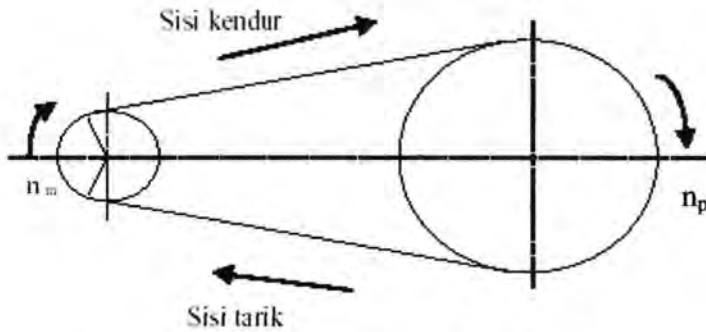
- P = Daya pencacah (hp)
- T = Torsi pencacah (lb.in)
- n_2 = Kecepatan putar poros yang digerakkan (rpm)

(Sularso, Kiyokatsu Suga, 1987 : **Dasar Pemilihan dan Penelitian Elemen Mesin**, Hal 7)

Karena masih ada faktor-faktor lainnya misalnya kehilangan daya karena pulley, maka digunakan daya motor yang lebih besar dari daya yang ditransmisikan.

2.5 Perencanaan Belt dan Pulley

Pemindahan daya yang digunakan pada ini adalah sebuah belt yang terpasang pada dua buah pulley, yaitu pulley penggerak dan pulley yang digerakkan. Sedangkan belt yang digunakan adalah jenis V-belt dengan penampang melintang berbentuk trapesium.



Gambar 2.1. Transmisi Belt dan Pulley

2.5.1 Mencari Kecepatan Keliling Pulley

Kecepatan keliling pada pulley dapat dihitung dengan rumus sebagai berikut :

$$v = \frac{\pi \cdot D_m \cdot n_m}{60 \times 1000} \dots\dots\dots (2.6)$$

Dimana : v = Kecepatan keliling pulley (m/s)

D_m = Diameter pulley pada motor (mm)

n_m = Putaran motor (rpm)

(Sularso, kiyokatsu Suga, 1987 : **Dasar Pemilihan Dan penelitian Elemen Mesin**, Hal 166)

2.5.2 Gaya Keliling pada Pulley

Gaya keliling yang timbul pada pulley dapat dicari dengan menggunakan rumus sebagai berikut :

$$F_{rated} = \frac{102 \times P_m}{v} \dots\dots\dots (2.7)$$

Dengan adanya over load faktor ($\beta = 1,5$) , maka gaya diatas menjadi :

$$F = 1,5.F_{rated} \dots\dots\dots(2.8)$$

Dimana : $F_{rated} = F$ = Gaya keliling pulley (kg)

P_m = Daya motor (kW)

V = Kecepatan pulley (m/s)

(Dobrovolsky, 1978 : **Machine Elements** Hal 251)

2.5.3 Menghitung Tegangan Belt

Tegangan belt yang timbul akibat beban dihitung dengan rumus :

$$K = 2.\varphi.\sigma_o \dots\dots\dots(2.9)$$

Dimana : φ = Faktor tarikan

σ_o = Tegangan belt aman (kg/cm²)

K = Tegangan yang timbul pada belt (kg/cm²)

(Dobrovolsky, 1978 : **Machine Elements** Hal 235)

2.5.4 Menghitung Jarak Antar Poros maximum dan minimum Pulley

Jarak antar poros pulley dapat dihitung dengan menggunakan rumus :

$$a = 2R_2 \dots\dots\dots (2.10)$$

(Aaron d. deutschman, 1975 : **Machine Design**, Hal 670)

$$a_{min} = a - 2.h \dots\dots\dots(2.11)$$

$$a_{max} = (1,05 s / d1,10).a \dots\dots\dots (2.12)$$

Dimana :

a_{min} = Jarak poros minimum (mm)

a_{max} = Jarak poros maksimum (mm)

a = Jarak antar poros (mm)

h = Tebal belt (mm)

R = jari –jari pulley poros (mm)

(Dobrovolsky, 1978 : **Machine Elements** Hal 243)

2.5.5 Menghitung Sudut Kontak dan Panjang Keliling Belt

Untuk mengetahui berapa derajat sudut kontak dan panjang belt yang akan digunakan, dapat dihitung dengan menggunakan rumus – rumus sebagai berikut.

Sudut Kontak

Besarnya sudut kontak antara pulley dan belt dapat dihitung dengan menggunakan rumus sebagai berikut :

$$\alpha = 180^{\circ} - \frac{D_p - D_m}{a} 60^{\circ} \dots\dots\dots (2.13)$$

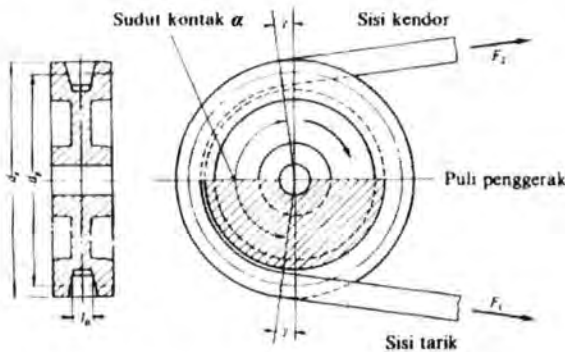
Dimana : α = Sudut kontak

D_p = Diameter pulley yang digerakan (mm)

D_m = Diameter pulley penggerak (mm)

a = Jarak antar poros (mm)

(Dobrovolsky, 1978 : **Machine Elements** Hal 233)



Gambar 2.2. Sudut Kontak

Panjang belt

Untuk menghitung panjang belt yang akan dipakai menggunakan rumus :

$$L = 2.a + \frac{\pi}{2}(D_p + D_m) + \frac{(D_p - D_m)^2}{4.a} \dots\dots\dots(2.14)$$

Dimana : L = Panjang belt (mm)
 a = Jarak antar poros (mm)
 D_m = Diameter pulley penggerak (mm)
 D_p = Diameter pulley yang digerakan (mm)

(Sularso, kiyokatsu Suga, 1987 : **Dasar Pemilihan Dan penelitian Elemen Mesin**, Hal 170)

2.5.6 Gaya efektif pada belt.

Belt memiliki 2 gaya pada saat berputar yaitu gaya disisi tarik (F_1) dan gaya disisi kendor (F_2) gaya yang timbul pada F_1 lebih besar dari F_2 .

$$F_e = F_1 - F_2 \dots\dots\dots(2.15)$$

dimana :
 F_1 = gaya yang menarik Belt
 F_2 = gaya pada belt yang kendor

(Sularso, kiyokatsu Suga, 1987 : **Dasar Pemilihan Dan penelitian Elemen Mesin**, Hal 171)

2.5.7 Mencari Jumlah Belt

Jumlah belt yang akan digunakan dapat diperoleh dengan menggunakan rumus :

$$Z = \frac{F}{K.A} \dots\dots\dots(2.16)$$

Dimana : Z = Jumlah belt
 A = Luasan penempang pada belt (cm^2)
 F = Gaya pada belt (kg)
 K = Tegangan yang timbul untuk V-belt 12 kg/cm^2

(Dobrovolsky, 1978 : **Machine Elements** Hal 237)

2.5.8 Menghitung Tegangan Maksimum pada Belt

Dalam kondisi operasinya, tarikan maksimum pada belt akan terjadi pada bagian sisi yang tegang dan itu terjadi dititik

awal belt memasuki pulley penggerak. Sehingga tegangan maksimum yang terjadi adalah :

$$\sigma_{\max} = \sigma_0 + \frac{F}{2.Z.A} + \frac{\gamma.v^2}{10.g} + \epsilon_b \frac{h}{D_{\min}} \text{ kg/cm}^2 \dots\dots(2.17)$$

Dimana : σ_0 = Tegangan awal, untuk tipe V-belt = 12 kg/cm²

F = Gaya keliling pulley (kg)

Z = Jumlah belt (buah)

A = Luas penampang belt (cm²)

γ = Berat spesifik untuk bahan belt "rubber canvas"
1,25 – 1,50 kg/dm³

ϵ = Modulus elastisitas 800 – 1200 kg/cm²

v = Kecepatan keliling pulley (m/s)

g = Gravitasi (m/s²)

h = Tebal belt (mm)

D_m = Diameter pulley motor (mm)

(Dobrovolsky, 1978 : **Machine Elements** Hal 210)

2.5.9 Menghitung Umur Belt

Untuk mengetahui berapa umur belt yang diakibatkan dari proses permesinan ini yaitu dengan menggunakan rumus sebagai berikut :

$$H = \frac{N_{base}}{3600.U.Z} \left[\frac{\sigma_{fat}}{\sigma_{max}} \right]^m \dots\dots\dots(2.18)$$

Dimana : H = Umur belt

N_{base} = Basis dari fatigue test, yaitu 10⁷ cycle

U = Kecepatan putaran belt per satuan panjang
(1/s)

V = Kecepatan keliling pulley (m/s)

L = Panjang belt (m)

Z = Jumlah belt

σ_{fat} = Fatigue limit = 90 kg/cm² untuk V-belt

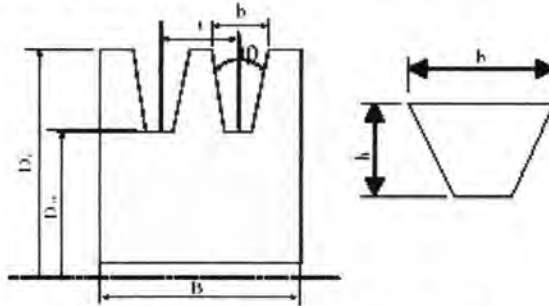
σ_{max} = Tegangan yang timbul pada v-belt (kg/cm^2)

$m = 8$ untuk V-belt

(Dobrovolsky, 1978 : **Machine Elements** Hal 238)

2.5.10 Menghitung Dimensi Pulley

Data – data untuk mencari diameter luar dan diameter dalam pulley motor dan pulley poros didapat dengan menggunakan persamaan:



Gambar 2.3. Dimensi Pulley dan Belt

Keterangan : s = Jarak antar tepi dan tengah alur pulley

b = Lebar alur pulley

ϕ = Sudut alur pulley

B = Lebar pulley

D_{in} = Diameter dalam pulley

D_{out} = Diameter luar pulley

Mencari diameter luar pulley

$$D_{out} = D_m + 2.c \dots\dots\dots (2.19)$$

Mencari diameter dalam pulley

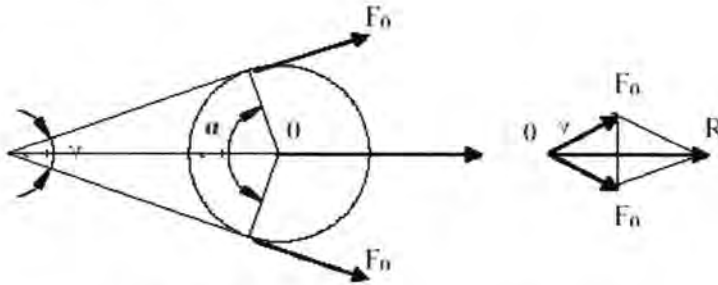
$$D_{in} = D_m + 2.e \dots\dots\dots (2.20)$$

Mencari lebar pulley

$$B = (Z - 1)t + 2.s \dots\dots\dots (2.21)$$

(Dobrovolsky, 1978 : **Machine Elements** Hal 221)

2.5.11 Gaya Pulley terhadap Poros



Gambar 2.4 Diagram uraian gaya pada poros pulley

$$F_p = \frac{F}{\varphi} \cdot \sin \frac{\alpha}{2} \dots\dots\dots(2.22)$$

- Dimana : F_p = Gaya pulley terhadap poros
 F = Gaya keliling pulley
 φ = Faktor tarikan
 α = Sudut kontak

(Dobrovolsky, 1978 : **Machine Elements** Hal 240)

2.6 Perencanaan Poros

Poros merupakan salah satu bagian elemen mesin yang penting, hampir setiap mesin mempunyai poros. Poros berfungsi untuk menerima atau mentransmisikan daya, disertai dengan putaran.

Macam – macam poros:

Menurut pembebanannya poros dapat dibedakan menjadi beberapa kelompok sebagaimana tersebut dibawah ini :

1. Poros Transmisi (line shaft).

Poros ini dapat mendapat beban puntir dan lentur. Daya

ditransmisikan kepada poros ini melalui : kopling, roda gigi, belt rantai dan sebagainya

2. Spindle.

Poros yang pendek seperti poros utama mesin perkakas, beban utamanya adalah puntir. Syarat yang harus di penuhi 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 hanya mendapat beban lentur.

4. Poros (Shaft).

Yang ikut berputar untuk memindahkan daya dari mesin ke mekanisme yang digerakkan. Poros ini mendapat beban punter 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.

Hal – hal penting dalam perencanaan poros yang harus diperhatikan adalah :

1. Kekuatan poros

Sebuah poros harus direncanakan kekuatannya, sehingga mampu menahan beban – beban yang akan terjadi, seperti puntir dan lentur tarik dan tekan dan sebagainya.

2. Kekakuan poros.

Meskipun sebuah poros mempunyai kekuatan yang tinggi, tetapi jika lenturan atau deflexi puntirannya terlalu besar, maka akan mengakibatkan ketidak telitian juga menimbulkan

getaran dan suara. Karena itu kekakuan poros harus diperhatikan dan disesuaikan dengan jenis mesin yang akan dilayani oleh motor.

3. Putaran kritis.

Jika putaran mesin dinaikkan dan menimbulkan getaran yang cukup besar maka getaran itu disebut putaran kritis. Oleh sebab itu maka poros harus direncanakan sedemikian rupa sehingga putaran poros lebih rendah dari putaran kritis.

4. Korosi

Bahan – bahan anti korosi harus dipilih untuk propeller, pompa bila terjadi kontak dengan media yang korosif. Demikian pula untuk poros yang terjadi kavitasasi pada poros mesin yang berhenti lama.

Bahan poros :

Secara umum untuk poros dengan diameter 1 inci dipergunakan bahan yang terbuat dengan pekerjaan dingin, baja karbon. Bila yang dibutuhkan untuk menahan beban kejut, kekerasan dan tegangan yang besar maka perlu dipakai bahan paduan, yang dapat dilihat pada tabel bahan misalnya ASME 1347,3140,4150,5145 dan sebagainya yang biasanya disebut bahan komersial. Bila diperlukan pengerasan permukaan, maka perlu dipakai bahan dengan baja carburising (misalnya ASME 1020, 1117, 2315, 4320, 8620 dan lain – lain).

Poros dengan beban puntir :

Pada perhitungan poros, yang akan dihitung atau ditentukan adalah tegangan – tegangan yang diterima atau ditimbulkan oleh mekanisme yang terpasang pada poros untuk mengetahui berapa besar tegangan yang bekerja pada poros, seperti tegangan bending, tegangan torsi, tegangan kombinasi antara bending dan torsi.

Poros ini mendapat beban puntir dan lentur. Daya ditransmisikan kepada poros ini melalui roda gigi, belt, rantai dan sebagainya. Dengan demikian poros akan mengalami tegangan geser karena momen puntir dan tegangan tarik karena momen lentur

Pada perhitungan poros, yang akan ditentukan adalah diameter poros dan yang akan dicari adalah tegangan yang diterima atau yang ditimbulkan oleh mekanisme yang terpasang pada poros. Yaitu melalui perhitungan mekanika teknik mengenai gaya – gaya yang bekerja dan momen yang terjadi pada poros. Gaya yang bekerja pada poros untuk arah horizontal dan vertikal dapat dihitung. Disamping itu juga dapat dihitung momen bending yang terjadi pada poros.

2.6.1 Bidang Horizontal dan Vertikal

Gaya yang bekerja untuk setiap titik pada poros dan jarak antara titik satu dengan yang lain ditentukan. Dengan mengacu pada persamaan $\sum M = 0$ dan $\sum F = 0$, maka momen bending dan gaya yang bekerja pada poros untuk bidang horizontal dan vertikal dapat dihitung.

Setelah menghitung gaya dan momen bending yang terjadi maka dibuat diagram bidang momen. Dengan membuat diagram bidang momen tersebut kita akan bisa melihat letak momen terbesar pada poros.

2.6.2 Menghitung Momen Terbesar

Setelah dibuat diagram bidang momen, akan diketahui momen terbesar dari bidang horizontal dan vertikal .

$$M = \sqrt{(M_H)^2 + (M_V)^2} \dots\dots\dots(2.23)$$

Dimana :

MH = Momen yang terjadi pada bidang horizontal (lb.in)

MV = Momen yang terjadi pada bidang vertikal (lb.in)

(Dobrovolsky, : **Machine Elements**, 1978 Hal 419)

2.6.3 Menghitung Torsi yang Terjadi

Jika titik yang mengalami momen terbesar diketahui, maka torsi yang terjadi dapat dihitung. Untuk menghitung torsi yang terjadi dapat menggunakan persamaan sebagai berikut :

$$T = 63000 \frac{P}{n_p} \dots\dots\dots (2.24)$$

Dimana :

- T = Momen Torsi (lb.in).
- P = Daya yang ditransmisikan (HP).
- n = Putaran poros (rpm).

(Sularso, Kiyokatsu Suga, 1987 : **Dasar Pemilihan dan Penelitian Elemen Mesin**, Hal 7)

2.6.4 Diameter Poros

Dari data bahan poros telah ditentukan sehingga diperoleh strength yield point (Syp). Dengan data tersebut kemudian dilakukan perhitungan diameter poros dengan persamaan :

$$\frac{Syp}{2 \cdot N} = \frac{16}{\pi \cdot D^3} \sqrt{M^2 + T^2} \dots\dots\dots (2.25)$$

Dimana :

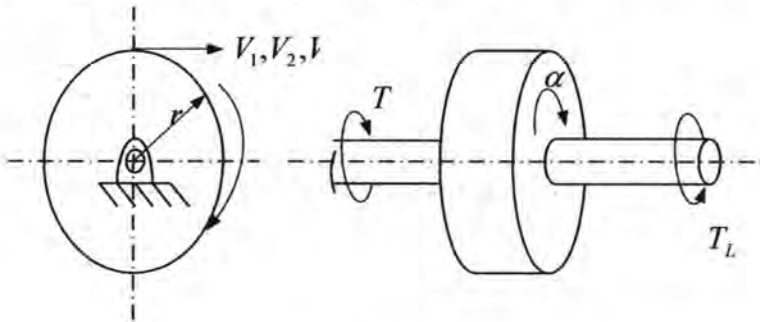
- M = Momen bending pada poros (lb.in)
- T = Torsi yang terjadi pada poros (lb.in)
- D = Diameter poros (in)
- Syp = Strength yield point (psi)
- N = Faktor keamanan 3 untuk beban kejut berat

(Dobrovolsky, : **Machine Elements**, 1978 Hal 338)

2.7 Roda Gila

Roda gila (flywheel) adalah suatu massa berputar yang digunakan sebagai suatu reservoir (penyimpan energi dalam mesin). Bila kecepatan dari mesin dikurangi, energi akan dikeluarkan oleh roda gila, dan sebaliknya jika kecepatan mesin ditambah tenaga akan tersimpan didalam roda gila.

Salah satu jenis mesin yang mengambil manfaat dari aksi sebuah roda gila adalah mesin motor bakar, dimana energi di suplai ke mesin pada laju yang tidak beraturan dan diambil dari mesin pada suatu laju yang hampir konstan.



Gambar 2.5 Roda gila

2.7.1 Kecepatan maksimum roda gila

$$v_l = \frac{\pi \cdot D \cdot n}{60} \dots\dots\dots(2.26)$$

Dimana

- v_l = kecepatan maksimum roda gila (m/s)
- D = diameter roda gila (m)
- n = putaran poros (rpm)

2.7.2 Kecepatan rata-rata roda gila

$$v = \frac{v_1 + v_2}{2} \dots\dots\dots(2.27)$$

Dimana

- v = kecepatan rata-rata roda gila (m/s)
- v_1 = kecepatan maksimum roda gila (m/s)
- v_2 = kecepatan minimum roda gila (m/s)

2.7.3 Koefisien fluktuasi roda gila

Koefisien fluktuasi (Coefficient of fluctuation) adalah variasi dari kecepatan yang diperlukan dan didefinisikan sebagai

$$C = \frac{v_1 - v_2}{v} \dots\dots\dots(2.28)$$

Dimana

- C = koefisien fluktuasi
- v_1 = kecepatan maksimum roda gila (m/s)
- v_2 = kecepatan minimum roda gila (m/s)
- v = kecepatan rata-rata roda gila (m/s)

2.7.4 Momen inersia roda gila

$$I = \frac{1}{2} m \cdot R^2 \dots\dots\dots(2.29)$$

Dimana

- I = momen inersia roda gila (kg.m²)
- m = massa roda gila (kg)
- R = jari-jari roda gila (m)

2.7.5 Kecepatan sudut maksimum roda gila

$$\omega_1 = \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60} \dots\dots\dots(2.30)$$

Dimana

- ω_1 = kecepatan sudut maksimum (rad/s)
- n = putaran poros (rpm)

2.7.6 Torsi roda gila

$$T_f = \frac{1}{2} I (\omega_1^2 - \omega_2^2) \dots\dots\dots(2.31)$$

Dimana

T_f = torsi roda gila (Nm)

I = momen inersia roda gila (kg.m^2)

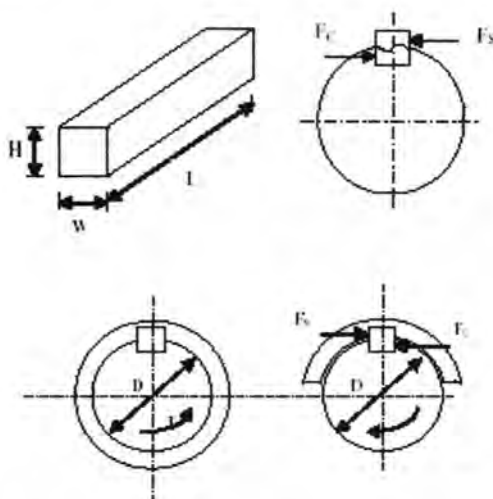
ω_1 = kecepatan sudut maksimum (rad/s)

ω_2 = kecepatan sudut minimum (rad/s)

(Aaron, Deutschman, 1975 : **Machine Design Theory and Practice**)

2.8 Perencanaan Pasak

Pasak adalah bagian dari elemen mesin, disamping digunakan untuk menyambung, juga digunakan untuk menjaga hubungan putaran relatif antara poros dari mesin dengan peralatan mesin yang lain.



Gambar 2.7 Dimensi Pasak dan Gaya – gaya yang bekerja

Keterangan :
H = Tinggi pasak
W = Lebar pasak
L = Panjang pasak
Fs = Gaya geser
Fc = Gaya kompresi

Bila poros berputar dengan torsi yang besarnya T akan menghasilkan gaya F yang bekerja pada diameter luar dari poros dan gaya F inilah yang bekerja pada pasak.

Tentukan bahan pasak yang akan kita gunakan nanti yang sesuai dengan tegangan geser dan s_{yp} yang terbesar dari pasak yang kita dapatkan tersebut.

2.8.1 Tinjauan Terhadap Tegangan Geser

Untuk mendapatkan besarnya tegangan geser pada pasak dapat digunakan persamaan sebagai berikut

$$S_s = \frac{S_{syp}}{N} \dots\dots\dots(2.32)$$

Dimana :

S_s = Tegangan geser (psi)

S_{syp} = Shear strength yield point (psi)

N = Angka keamanan 4,5 untuk beban kejut besar

2.8.2 Panjang Pasak Untuk Tegangan Geser

Menentukan panjang pasak dapat ditinjau melalui tegangan geser dengan menggunakan persamaan sebagai berikut :

$$L_s = \frac{2T}{S_s W . D} \dots\dots\dots(2.33)$$

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)

(Aaron, Deutschman, 1975 : **Machine Design Theory and Practice**)

2.8.3 Tegangan Kompresi Pada Pasak

Untuk mendapatkan besarnya tegangan kompresi pada pasak dapat digunakan persamaan sebagai berikut :

$$S_c = \frac{S_{yp}}{N} \dots\dots\dots(2.34)$$

Dimana :

S_c = Tegangan kompresi (psi)

S_{yp} = Strength yield poin (psi)

2.8.4 Panjang Pasak Untuk Tegangan Kompresi

Besarnya panjang pasak dapat ditentukan melalui tegangan kompresi yang bekerja pada pasak yaitu dengan persamaan sebagai berikut :

$$L_c = \frac{4T}{S_c W.D} \dots\dots\dots(2.35)$$

Dimana :

L_c = Panjang pasak untuk tegangan kompresi (in)

T = Torsi poros (lb.in)

S_c = Shear kompresi (psi)

W = Lebar pasak (in)

(Aaron, Deutschman, 1975 : **Machine Design Theory and Practice**)

2.8.5 Panjang Pasak

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

$$L = L_c + 0,25D \dots\dots\dots(2.36)$$

Dimana :

L = Panjang pasak (in)

L_c = Panjang pasak untuk tegangan kompresi (in)

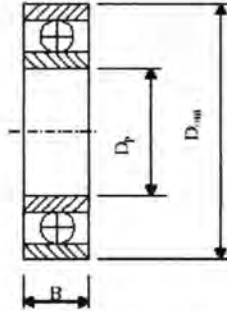
D = Diameter poros (in)

2.9 Perencanaan Bantalan

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

- Diameter poros : D
- Gaya pada bantalan : FH dan FV
- Putaran poros : np

Dengan diameter yang diketahui maka diperoleh data bantalan tipe *single row deep groove ball bearing* seperti pada lampiran



Gambar 2.8 Single row ball bearing

- Keterangan :
- D_p = Diameter poros
 - D_{out} = Diameter luar
 - B = Lebar bantalan

2.9.1 Mencari Gaya Radial Bantalan

Menghitung gaya radial pada bantalan dapat dihitung dengan rumus sebagai berikut :

$$F_r = \sqrt{(F_H)^2 + (F_V)^2} \dots\dots\dots(2.37)$$

- Dimana :
- F_r = Beban radial (lb)
 - F_H = Gaya pada sumbu horizontal (lb)
 - F_V = Gaya pada sumbu vertikal (lb)

2.9.2 Mencari Beban Equivalen

Beban eivalen adalah beban radial yang konstan dan bekerja pada bantalan ring dalam yang berputar dan ring luar yang tetap. Ini akan memberikan umur yang sama, seperti bila bantalan bekerja pada kondisi nyata untuk beban dan putaran yang sama. Untuk menghitung beban ekivalen bantalan dapat menggunakan rumus :

$$F = F_s (X.V.F_r + Y.F_a) \dots\dots\dots(2.38)$$

- Dimana :
- F = Beban ekivalen (lb)
 - F_s = Konstanta kondisi beban
 - F_r = Beban radial (lb)
 - F_a = Beban aksial (lb)
 - V = Faktor putaran, 1 untuk ring dalam yang berputar dan 1,2 untuk ring luar yang berputar
 - X = Faktor beban radial
 - Y = Faktor beban aksial

(Sularso, kiyokatsu Suga, 1987 : **Dasar Pemilihan Dan penelitian Elemen Mesin**, Hal135)

Tabel 2.1 Ball Bearing Service Factors, F_s

Tipe of service	Muluply calculated load By following factors	
	Ball bearing	Roller bearing
Uniform and steady load	1	1
light shock load	1.5	1
Moderate shock load	2.5	1.7
Heavy shock load	2.5	1.7
Extreme and indeterminate shock load	3	2

2.9.3 Menghitung Umur Bantalan

Untuk menghitung umur bantalan dapat menggunakan rumus :

$$L_{10} = \left[\frac{C}{P} \right]^b \times \frac{10^6}{60.n} \dots\dots\dots(2.39)$$

- Dimana :
- L_{10} = Umur bantalan (jam kerja)
 - C = Beban dinamis, diperoleh dari tabel bantalan sesuai dengan diameter dalam bantalan yang diketahui (lb)
 - P = Beban ekivalen (lb)
 - b = 3, untuk bantalan dengan bola
= 10/3, untuk tipe bantalan rol
 - n = Jumlah Putaran (rpm)

(Aaron, Deutschman, 1975 : **Machine Design Theory and Practice**. Hal. 485)

BAB III METODOLOGI

3.1 Proses Pembuatan Tugas Akhir

Dalam menyelesaikan Tugas Akhir ini melalui beberapa tahap yaitu sebagai berikut :

3.1.1 Studi Literatur

Pada studi literatur meliputi mencari bahan pustaka yang berkaitan dengan segala permasalahan mengenai elemen mesin yang diperoleh dari berbagai sumber antara lain buku, diktat kuliah, internet, dan survey mengenai komponen-komponen yang ada di pasaran.

3.1.2 Gambar Alat

Pada tahapan ini dilakukan perancangan gambar dari alat yang akan dibuat setelah melakukan pengamatan di lapangan dengan membuat improvisasi dari alat yang telah ada.

3.1.3 Perhitungan dan Perencanaan

Dalam perencanaan ini yang dilakukan adalah memilih komponen setelah menghitung dengan acuan daftar pustaka kemudian melakukan pengamatan mengenai ketersediaannya di pasaran. Perhitungan desain akan dilakukan secara menyeluruh, misalnya perhitungan untuk daya yang dibutuhkan, perhitungan diameter pulley, dan diameter poros serta bantalan yang akan digunakan.

3.1.4 Pembuatan Alat

Dari hasil perhitungan dan perencanaan dapat diketahui spesifikasi dari bahan maupun dimensi dari komponen yang diperlukan untuk pembuatan alat kemudian dicari di pasaran. Dari komponen yang diperoleh kemudian dilakukan perakitan untuk membuat alat yang sesuai dengan desain yang telah dibuat.

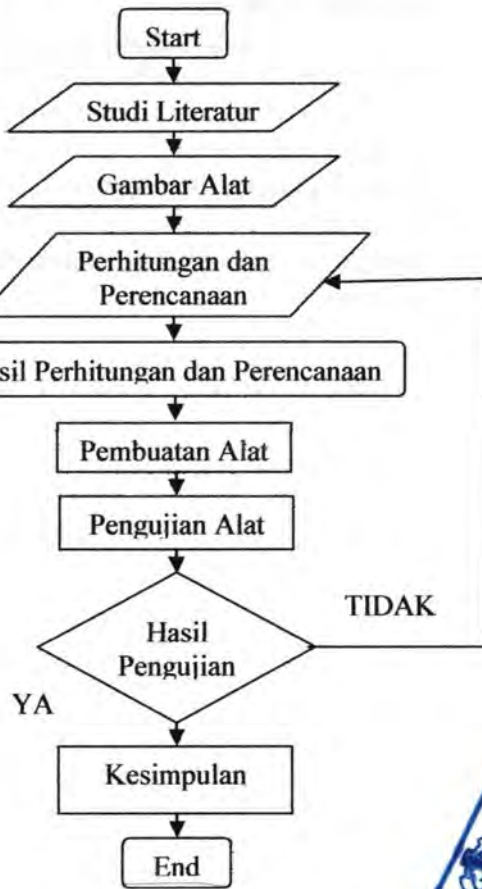
3.1.5 Pengujian Alat

Setelah alat selesai dibuat kemudian dilakukan pengujian untuk mengetahui apakah alat tersebut dapat beroperasi sesuai dengan yang diharapkan.

3.1.6 Kesimpulan

Dari keseluruhan proses perancangan mesin pencacah polyethylene ini akan diambil kesimpulan yang berupa spesifikasi teknis mesin ini.

3.2 Diagram Alir Pembuatan Mesin



Gambar 3.1 Diagram alir pembuatan mesin

3.3 Prinsip Kerja Mesin

1. Mesin ini digerakkan dengan motor yang terhubung dengan pulley dan belt. Putaran motor ditransmisikan untuk memutar pisau yang terdapat pada poros.
2. Setelah putaran poros stabil maka bahan dapat dimasukkan.
3. Kemudian bahan yang sudah dicacah jatuh ke saringan.

BAB IV ANALISA PERHITUNGAN

4.1 Mencari Kapasitas Mesin

Berdasarkan pada dasar teori dan data mengenai dimensi bahan dan dimensi pulley, serta kapasitas produksi yang akan direncanakan maka akan ditentukan terlebih dahulu putaran pada poros pisau yang akan digunakan pada mesin pencacah dengan mengacu pada dasar teori pada persamaan (2.2), maka didapat dari pengamatan dilapangan sebagai berikut :

$$Q = m \cdot n_3 \cdot z$$

Dimana :

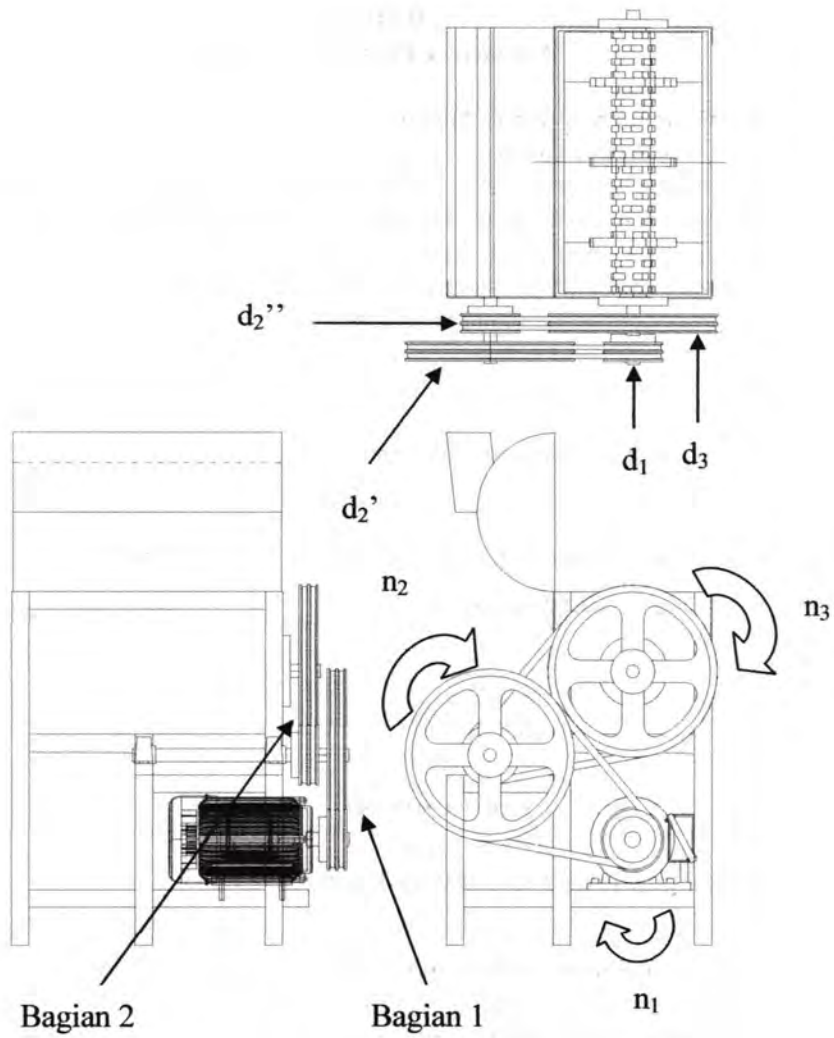
Data – data yang diketahui :

- | | | |
|----------------------|-------|--------------|
| • Kapasitas | Q | : 500 Kg/jam |
| • Massa polyethylene | (m) | : 0,001 Kg |
| • Jumlah pisau | (z) | : 80 buah |

$$\begin{aligned}n_3 &= \frac{Q}{m \times z \times 60} \\ &= \frac{500}{0,001 \times 80 \times 60} \\ &= 104,167 \text{ rpm}\end{aligned}$$

Data – data yang direncanakan dan diketahui :

Dipilih diameter pulley motor (d_1) sebesar 127 mm, yang digerakkan pada pulley 2 (d') dipilih sebesar 381 mm, penggerak pada pulley 2 (d_2'') diketahui sebesar 127 mm dan pulley 3 (d_3) yang digerakkan adalah 381 mm. Dengan putaran pada poros mesin (n_3) adalah 104,167



Gambar 4.1 Mesin pencacah polyethylene

$$\frac{n_2}{n_3} = \frac{d_3}{d_2''}$$

$$\frac{n_2}{104,167} = \frac{381}{127}$$

$$n_2 = 312,501 \text{ mm}$$

Maka:

$$\frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2'}{d_1}$$

$$\frac{n_1}{312,501} = \frac{381}{127}$$

$$n_3 = 937,503 \text{ mm}$$

4.2 Analisa Gaya

Data – data dari survey :

- Kapasitas rencana (Q) : 500 Kg/jam
- Gravitasi (g) : 9,81 m/s²
- Jari – jari tool (r) : 50 mm = 1,968 in
- Jari – jari flyweel (r) : 100 mm = 3,937 in
- Panjang tool (L_{tool}) : 35 mm
- Jumlah mata (z) : 80 buah

Gaya yang dibutuhkan untuk menghancurkan polymer adalah :

$$\begin{aligned}F_{tool} &= 0,7 \cdot UTS \cdot h \cdot l \\&= 0,7 \cdot 17,2 \cdot 0,5 \cdot \left(\frac{35 + 35,08}{2} \right) \\&= 0,7 \cdot 17,2 \cdot 0,5 \cdot 35,04 \\&= 210,94 \text{ N}\end{aligned}$$

Pada saat bekerja terdapat paling banyak 7 pisau yang bekerja bersamaan, maka:

$$\begin{aligned}F_{tool} &= 210,94 \cdot 7 \\&= 1476,58 \text{ N} \\&= 331,965 \text{ lb}\end{aligned}$$

Karena pada saat pisau memotong flyweel jg ikut memotong maka:

$$\begin{aligned}F_{flyweel} &= 0,7 \cdot UTS \cdot h \cdot l \\&= 0,7 \cdot 17,2 \cdot 0,5 \cdot \left(\frac{120 + 120,08}{2} \right) \\&= 0,7 \cdot 17,2 \cdot 0,5 \cdot 120,04 \\&= 722,641 \text{ N} \\&= 162,464 \text{ lb}\end{aligned}$$

4.2.1 Torsi pada Tool

Torsi pada tool :

$$\begin{aligned}T_{\text{tool}} &= F_{\text{tool}} \times L \\ &= 331,965 \text{ lb} \times 1,968 \text{ in} \\ &= 653,307 \text{ lb.in}\end{aligned}$$

Torsi pada flyweel :

$$\begin{aligned}T_{\text{flyweel}} &= F_{\text{flyweel}} \times L \\ &= 162,464 \text{ lb} \times 3,937 \text{ in} \\ &= 639,621 \text{ lb.in}\end{aligned}$$

Karena pisau dan flywheel bekerja bersamaan maka:

$$\begin{aligned}T_{\text{total}} &= T_{\text{tool}} + T_{\text{flyweel}} \\ &= 653,307 + 639,621 \\ &= 1292,928 \text{ lb.in}\end{aligned}$$

4.3 Analisa Daya

$$\begin{aligned}P_{\text{tool}} &= T \times \frac{n_3}{63000} \\ &= 1292,928 \text{ lb.in} \times \frac{104,167 \text{ rpm}}{63000} \\ &= 2,138 \text{ hp}\end{aligned}$$

Sehingga daya total :

$$\begin{aligned}P &= (P_{\text{tool}}) \times fc \\ &= (2,138 \text{ hp}) \times 1,3 \\ &= 2,779 \text{ hp}\end{aligned}$$

Maka motor yang digunakan adalah berdaya 2,779 Hp = 2,072 kW dengan perencanaan putaran motor (n) = 937,503 rpm

4.4 Perhitungan Belt dan Pulley

Adapun perencanaan transmisi belt dan pulley motor ke pulley penggerak dimana direncanakan :

- Putaran motor (n_{motor}) = 937,503 rpm
- Putaran poros 1 (n_2) = 312,501 rpm
- Putaran poros 2 (n_3) = 104,167 rpm
- Daya perencanaan (P_d) = 2,779 hp x 0,7457 kW = 2,072 kW
- $T_1 = 974000 \cdot \frac{2,072 \text{ kW}}{937,503 \text{ rpm}} = 2152,663 \text{ kgf.mm}$
- Berdasarkan lampiran 1 didapat V-belt tipe B yang mempunyai luas penampang (a) = 1,38 cm²; lebar (b) = 17 mm dan tebal belt (h) = 10,5 mm

4.4.1 Kecepatan Keliling pulley

Kecepatan keliling pulley pada bagian 1

$$\begin{aligned}V_{\text{penggerak}} &= \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n_1}{60 \cdot 1000} \\ &= \frac{\pi \times 127 \text{ mm} \cdot 937,503 \text{ rpm}}{60 \cdot 1000} = 6,231 \text{ m/s}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}V_{\text{poros 1}} &= \frac{\pi \cdot D_2' \cdot n_2}{60 \cdot 1000} \\ &= \frac{\pi \cdot 381 \text{ mm} \cdot 312,501 \text{ rpm}}{60 \cdot 1000} = 6,231 \text{ m/s}\end{aligned}$$

Kecepatan keliling pulley pada bagian 2

$$\begin{aligned}V_{\text{poros 1}} &= \frac{\pi \cdot D_2 \cdot n_2}{60 \cdot 1000} \\ &= \frac{\pi \cdot 127 \text{ mm} \cdot 312,501 \text{ rpm}}{60 \cdot 1000} = 2,077 \text{ m/s}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}V_{\text{poros 1}} &= \frac{\pi \cdot D_3 \cdot n_3}{60 \cdot 1000} \\ &= \frac{\pi \cdot 381 \text{ mm} \cdot 104,167 \text{ rpm}}{60 \cdot 1000} = 2,077 \text{ m/s}\end{aligned}$$

4.4.2 Gaya Keliling Pulley

Setelah mengetahui besarnya kecepatan keliling pulley pada persamaan (2.7) dasar teori, maka akan dapat menghitung gaya keliling belt, dengan menggunakan persamaan, maka akan didapatkan :

Pada bagian 1

$$\begin{aligned}F_{\text{rated}} &= \frac{102 \cdot P_m}{V_{\text{poros 1}}} \\ &= \frac{102 \times 2,072 \text{ kW}}{6,231 \text{ m/s}} \\ &= 33,918 \text{ kgf}\end{aligned}$$

Dari persamaan di atas diketahui gaya keliling belt, maka akan didapat over load factor ($\beta = 1,5$) dengan menggunakan dasar teori pada persamaan (2.10) maka gaya keliling maksimum sebesar:

$$\begin{aligned}F_{\text{max}} &= \beta \cdot f_{\text{rated}} \\ F_{\text{max}} &= 1,5 \cdot 33,918 \text{ kgf} \\ &= 50,877 \text{ kgf}\end{aligned}$$

Pada bagian 2

$$\begin{aligned} F_{\text{rated}} &= \frac{102 \cdot P_m}{V_{\text{poros 1}}} \\ &= \frac{102 \times 2,072 \text{ kW}}{2,077 \text{ m/s}} \\ &= 101,754 \text{ kgf} \end{aligned}$$

Gaya keliling maksimumnya sebesar:

$$\begin{aligned} F_{\text{max}} &= \beta \cdot f_{\text{rated}} \\ F_{\text{max}} &= 1,5 \cdot 101,754 \text{ kgf} \\ &= 152,631 \text{ kgf} \end{aligned}$$

4.4.3 Tegangan pada Belt

Dimana :

ϕ = faktor tarikan (untuk V-belt = 0,7 – 0,9) (ref.4 hal 208)

σ_0 = tegangan awal (untuk V-belt 12 kg/cm²)

Setelah mengetahui tegangan belt yang dianjurkan pada referensi Machine Elements hal 235 dan factor tarikan pada referensi Machine Elements hal 208, maka akan dapat menghitung tegangan belt sebesar :

$$\begin{aligned} \sigma_d &= 2 \cdot \phi \cdot \sigma \\ &= 2 \cdot 0,9 \cdot 12 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \\ &= 21,6 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \end{aligned}$$

4.4.4 Jarak Antar Poros

Jarak antar poros pada bagian 1

$$\begin{aligned} a &= 2R_2' \\ &= 2 \cdot \frac{381}{2} \\ &= 381 \text{ mm} \end{aligned}$$

Jarak untuk mengatur kekencangan dan kekendoran belt pada pulley motor dan pulley yang digerakkan :

$$\begin{aligned} a_{\min} &= a - 2 \cdot h \text{ , dimana nilai } h = 10,5 \text{ (lampiran 4)} \\ &= 381 \text{ mm} - 2 \cdot 10,5 \\ &= 360 \text{ mm} \end{aligned}$$

a_{\min} = Jarak minimum agar belt tidak lepas dari pulley

$$\begin{aligned} a_{\max} &= (1,05 \text{ s/d } 1,1) \times a \\ &= 1,075 \times 381 \text{ mm} \\ &= 409,575 \text{ mm} \end{aligned}$$

Karena diameter susunan pulley antara bagian 1 dan bagian 2 sama, maka jarak antar poros pada bagian 2 adalah:

$$\begin{aligned} a &= 381 \text{ mm} \\ a_{\min} &= 360 \text{ mm} \\ a_{\max} &= 409,575 \text{ mm} \end{aligned}$$

4.4.5 Sudut Kontak

Dari perhitungan pada diameter pulley 1 (motor) sebesar 127 mm dan diameter pulley 2 (d_2') yang digerakkan diketahui sebesar 381 mm dan penggerak pada pulley 2 (d_2'') diketahui sebesar 127 mm dan pulley 3 (d_3) yang digerakkan adalah 381 mm, dan jarak antar poros pada bagian 1 adalah 381 mm

sedangkan pada bagian 2 adalah 381 mm, dengan demikian akan dapat dihitung besarnya sudut kontak dengan menggunakan persamaan (2.13) :

Pada bagian 1

$$\begin{aligned}\alpha_1 &= 180 - \frac{D_P - D_M}{a} \cdot 60^\circ \\ \Rightarrow \alpha_1 &= 180 - \frac{d_2' - d_1}{a} \cdot 60^\circ \\ &= 180 - \frac{381 \text{ mm} - 127 \text{ mm}}{381 \text{ mm}} \cdot 60^\circ \\ &= 180 - 40^\circ \\ &= 140^\circ\end{aligned}$$

Karena diameter susunan pulley antara bagian 1 dan bagian 2 sama, dan jarak antar poros sama, maka sudut kontak pada bagian 2 adalah:

$$\alpha_1 = \alpha_2 = 140^\circ$$

4.4.6 Panjang Belt

Untuk menghitung panjang belt yang akan digunakan pada mesin ini , dengan menggunakan rumus pada persamaan (2.14), maka panjang belt adalah:

Pada bagian 1

$$\begin{aligned}L &= 2 \times a + \frac{\pi}{2} (D_P + D_M) + \frac{(D_P - D_M)^2}{4 \times a} \\ \Rightarrow L &= 2 \times a + \frac{\pi}{2} (d_2' + d_1) + \frac{(d_2' - d_1)^2}{4 \times a}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
&= 2 \times 381 + \frac{\pi}{2} \times (381 \text{ mm} + 127 \text{ mm}) + \frac{(381 \text{ mm} - 127 \text{ mm})^2}{4 \times 381} \\
&= 762 + 797,56 + 42,333 \\
&= 1601,893 \text{ mm} \Rightarrow \text{diambil angka yang mendekati pada} \\
&\quad \text{lampiran 4.}
\end{aligned}$$

Karena diameter susunan pulley, jarak antar poros, dan sudut kontak antara bagian 1 dan bagian 2 sama, maka panjang belt pada bagian 2 adalah:

$$L = 1601,893 \text{ mm} \Rightarrow \text{diambil angka yang mendekati pada lampiran 4.}$$

4.4.7 Gaya Efektif untuk Menggerakkan Beban

Pada bagian 1

$$T_1 = (F_1 - F_2) D/2$$

$$\begin{aligned}
F_e &= \frac{T_1}{r_p} \\
&= \frac{2152,663 \text{ kgf} \cdot \text{mm}}{190,5 \text{ mm}} \\
&= 11,3 \text{ kgf}
\end{aligned}$$

$$\frac{F_1}{F_2} = e^{\mu \theta}$$

Dimana : $\mu = 0,3$
 $\theta = 140^0 = 2,443 \text{ rad}$

Sehingga :

$$\begin{aligned} \frac{F_1}{F_2} &= e^{0,3 \cdot 2,443} \\ &= 2,081 \\ F_1 &= 2,081 \cdot F_2 \\ \Rightarrow F_e &= 2,081 \cdot F_2 - F_2 \\ F_e &= 1,081 \cdot F_2 \\ F_2 &= \frac{11,3 \text{ kgf}}{1,081} \\ &= 10,453 \text{ kgf} = 23,049 \text{ lbf} \end{aligned}$$

Maka :

$$\begin{aligned} F_1 &= 2,081 \cdot 23,049 \text{ lbf} \\ &= 47,965 \text{ lbf} \end{aligned}$$

4.4.8 Jumlah Belt

Diketahui pada belt adalah:

$$F = 47,965 \text{ kg}$$

$$\sigma_d = 21,6 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

$$A = 1,38 \text{ cm}^2$$

Maka jumlah belt yang akan digunakan adalah :

$$\begin{aligned} Z &= \frac{F}{\sigma_d \cdot A} \\ &= \frac{47,965 \text{ kg}}{21,6 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \cdot 1,38 \text{ cm}^2} \\ &= 1,609 \Rightarrow 2 \text{ buah belt} \end{aligned}$$

4.4.9 Tegangan Maksimum

Berdasarkan persamaan 2.18 maka tegangan maksimum pada belt :

$$\sigma_{\max} = \sigma_0 + \frac{F_{\text{rated}}}{2 \cdot Z \cdot A} + \frac{\gamma \cdot v^2}{10 \cdot g} + E_b \frac{h}{D_{\min}}$$

Dimana :

σ_0 : Tegangan awal V-Belt (12 kg/cm²)

γ : Berat spesifikasi untuk bahan belt "Rubber Canvas"
1,25-1,5 kg/dm²

E_b : Modulus elastisitas 800-1200 kg/cm²

Maka :

Pada bagian 1

$$\begin{aligned} &= 12 + \frac{33,918}{2 \times 2 \times 1,38} + \frac{0,014 \times (6,231)^2}{10 \times 9,81} + 800 \times \frac{10,5}{127} \\ &= 12 + 6,145 + 0,00554 + 66,142 = 84,292 \text{ Kg/cm}^2 \end{aligned}$$

Pada bagian 2

$$\begin{aligned} &= 12 + \frac{101,754}{2 \times 2 \times 1,38} + \frac{0,014 \times (2,077)^2}{10 \times 9,81} + 800 \times \frac{10,5}{127} \\ &= 12 + 18,434 + 0,000616 + 66,142 \\ &= 96,576616 \text{ Kg/cm}^2 \end{aligned}$$

4.4.10 Putaran Belt per detik

Adapun data-data yang telah diketahui pada perhitungan (4.4.1) kecepatan keliling pulley, jumlah putaran belt akan diketahui dengan menggunakan persamaan pada dasar teori (2.19) adalah :

Pada bagian 1

$$\begin{aligned}v &= 6,231 \text{ m/s} \\L &= 1601,893 \text{ mm} \\&= 1,601893 \text{ m}\end{aligned}$$

Maka putaran belt per detik sebesar :

$$\begin{aligned}u_2 &= \frac{v}{L} \\&= \frac{6,231 \frac{m}{s}}{1,601893 \text{ m}} \\&= 3,89 \text{ put/sec}\end{aligned}$$

Pada bagian 2

$$\begin{aligned}v &= 2,077 \text{ m/s} \\L &= 1601,893 \text{ mm} \\&= 1,601893 \text{ m}\end{aligned}$$

Maka putaran belt per detik sebesar :

$$\begin{aligned}u_2 &= \frac{v}{L} \\&= \frac{2,077 \frac{m}{s}}{1,601893 \text{ m}} \\&= 1,297 \text{ put/sec}\end{aligned}$$

4.4.11 Umur Belt

Umur belt dihitung menggunakan persamaan 2.20 :

$$H = \frac{N_{base}}{3600 \cdot u \cdot Z} \left[\frac{\sigma_{fat}}{\sigma_{max}} \right]^m$$

Adapun data-data yang diketahui :

$$\begin{aligned}N_{base} &= 10^7 \text{ cycle (Ref. 4 hal 239)} \\m &= 8 \text{ untuk jenis V-Belt (Ref. 4 hal 239)} \\ \sigma_{fat} &= 90 \text{ kg/cm}^2 \text{ (Ref. 4 hal 239)}\end{aligned}$$

Maka :

Pada bagian 1

$$\begin{aligned}H &= \frac{10^7}{3600 \cdot 3,89 \cdot 2} \times \left[\frac{90}{84,292} \right]^8 \\ &= 357,04 \cdot 1,689 \\ &= 603,04 \text{ jam kerja}\end{aligned}$$

Pada bagian 1

$$\begin{aligned}H &= \frac{10^7}{3600 \cdot 1,297 \cdot 2} \times \left[\frac{90}{96,576616} \right]^8 \\ &= 1070,847 \cdot 0,569 \\ &= 609,312 \text{ jam kerja}\end{aligned}$$

4.4.12 Menghitung Dimensi Pulley

Untuk V-belt tipe B diperoleh data-data sebagai berikut :

$$\begin{aligned}e &= 16 \text{ mm} \\ c &= 5 \text{ mm} \\ t &= 20 \text{ mm} \\ s &= 12,5 \text{ mm} \\ \varphi &= 34 - 40 \text{ mm}\end{aligned}$$

Pulley penggerak dihitung dengan menggunakan persamaan (2.19), (2.20), dan (2.21).

a. Diameter luar

$$\begin{aligned}D_{out} &= d_l + 2 \cdot c \\ &= 127 + 2 \cdot 5 = 137 \text{ mm}\end{aligned}$$

- b. Diameter dalam

$$\begin{aligned} D_{in} &= D_{out} - 2 \cdot e \\ &= 137 - 2 \cdot 16 = 105 \text{ mm} \end{aligned}$$

- c. Lebar pulley

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

Dimensi pulley yang digerakkan dapat dicari dengan menggunakan persamaan (2.19), (2.20), dan (2.21).

- a. Diameter luar

$$\begin{aligned} D_{out} &= d_2 + 2 \cdot c \\ &= 381 + 2 \cdot 5 = 391 \text{ mm} \end{aligned}$$

- b. Diameter dalam

$$\begin{aligned} D_{in} &= D_{out} - 2 \cdot e \\ &= 391 - 2 \cdot 16 = 359 \text{ mm} \end{aligned}$$

- c. Lebar pulley

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

4.4.13 Menghitung Gaya Berat Pulley

Untuk mencari Gaya berat pulley terdapat data-data sebagai berikut:

$$\rho = 7860 \text{ kg/m}^3 \text{ (dipilih bahan cast iron)}$$

$$\begin{aligned} V &= \frac{\pi}{4} (D_{out}^2 - D_{in}^2) B \\ &= \frac{\pi}{4} (391^2 - 359^2) 45 \\ &= \frac{\pi}{4} (152881 - 128881) 45 \\ &= 847800 \text{ mm}^3 \\ &= 8,478 \times 10^{-4} \text{ m}^3 \end{aligned}$$

Maka,

$$\begin{aligned} W &= \rho \cdot V \cdot g \\ &= 7860 \text{ kg/m}^3 \cdot 8,478 \times 10^{-4} \text{ m}^3 \cdot 9,81 \\ &= 65,371 \text{ N} \end{aligned}$$

4.4.14 Menghitung Gaya Pulley Terhadap Poros

Besarnya gaya pulley terhadap poros dapat dihitung dengan menggunakan persamaan (2.22)

Dimana :

φ : faktor tarikan, untuk V-Belt 0,7-0,9

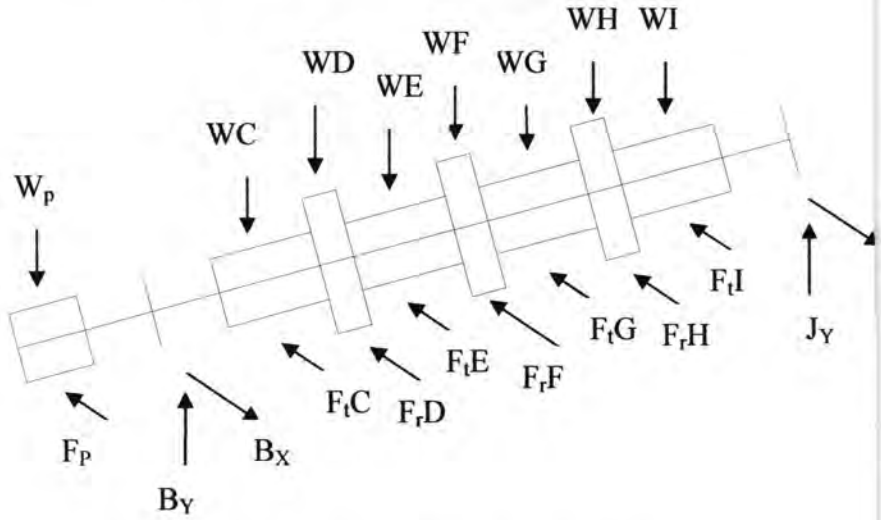
Maka pada bagian 1:

$$\begin{aligned} F_p &= \frac{F}{\varphi} \sin \frac{\alpha}{2} \\ &= \frac{50,877}{0,9} \sin \frac{140^\circ}{2} \\ &= 56,53 \cdot 0,94 \\ &= 53,138 \text{ N} \end{aligned}$$

Maka pada bagian 1:

$$\begin{aligned} F_p &= \frac{F}{\varphi} \sin \frac{\alpha}{2} \\ &= \frac{152,631}{0,9} \sin \frac{140^\circ}{2} \\ &= 169,59 \cdot 0,94 \\ &= 159,45 \text{ N} \end{aligned}$$

4.5 Momen pada Bidang Horizontal dan Vertikal



Gambar 4.2 Gaya yang bekerja pada poros

Dimana:

$$W_p = 65,371 \text{ N} = 14,697 \text{ lb}$$

$$W_C = W_I = m \cdot g$$

$$= 49 \cdot 9,81$$

$$= 48,069 \text{ N} = 10,807 \text{ lb}$$

$$W_E = W_G = m \cdot g$$

$$= 7,7 \cdot 9,81$$

$$= 75,537 \text{ N} = 16,982 \text{ lb}$$

$$W_D = W_F = W_H = m \cdot g$$

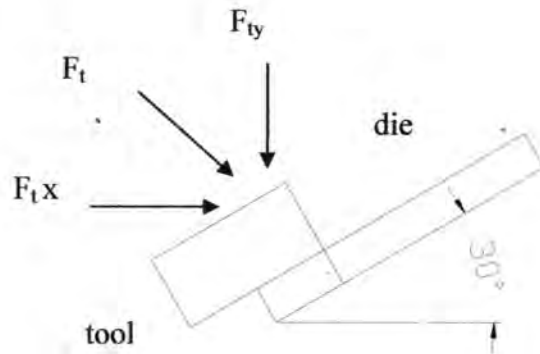
$$= 2,8 \cdot 9,81$$

$$= 27,468 \text{ N} = 6,175 \text{ lb}$$

$$F_p = 159,415 \cdot \cos 60^\circ$$

$$= 138,057 \text{ N} = 31,038 \text{ lb}$$

$$F_{\text{tool}} = 210,94 \text{ N} = 47,424 \text{ lb}$$



Gambar 4.3 Gaya yang bekerja pada poros

maka:

$$F_{t,x} = F_t \cdot \sin 60^\circ$$

$$= 47,424 \cdot \sin 60^\circ$$

$$= 41,07 \text{ lb}$$

$$F_{t,y} = F_t \cdot \cos 60^\circ$$

$$= 47,424 \cdot \cos 60^\circ$$

$$= 23,712 \text{ lb}$$

Karena pada satu bagian tool yang bekerja maksimal ada 2 buah

maka:

$$F_{tC_x} = F_{tE_x} = F_{tG_x} = F_{tI_x} = 41,07 \cdot 2 = 82,14 \text{ lb}$$

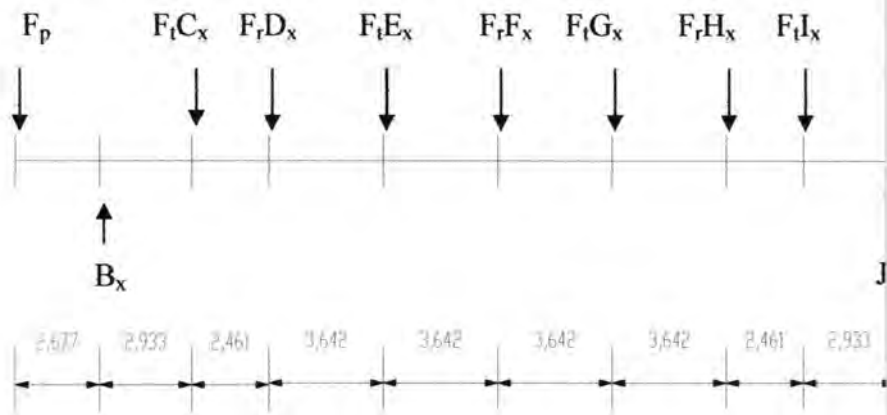
$$F_{tC_y} = F_{tE_y} = F_{tG_y} = F_{tI_y} = 23,712 \cdot 2 = 47,424 \text{ lb}$$

$$F_r = 722,641 \text{ N} = 162,464 \text{ lb}$$

$$\begin{aligned} F_{r_x} = F_r D_x = F_r F_x = F_r H_x &= F_r \cdot \sin 60^\circ \\ &= 162,464 \cdot \sin 60^\circ \\ &= 140,698 \text{ lb} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} F_{r_y} = F_r D_y = F_r F_y = F_r H_y &= F_r \cdot \cos 60^\circ \\ &= 162,646 \cdot \cos 60^\circ \\ &= 81,323 \text{ lb} \end{aligned}$$

a. Momen Bending Bidang Horizontal



Gambar 4.4 Gaya yang terjadi pada bidang horizontal

$$\begin{aligned} \sum_0^{\infty} + M_{B,x} &= 0 \\ &= (F_p \times 2,86) - (F_t C_x \times 2,93) - (F_r D_x \times 5,394) - (F_t E_x \times 9,036) \\ &\quad - (F_r F_x \times 12,678) - (F_t G_x \times 16,32) - (F_r H_x \times 19,962) \\ &\quad - (F_t I_x \times 22,423) + (J_x \times 25,356) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
0 &= \\
(31,038 \times 2,86) - (82,14 \times 2,93) - (140,698 \times 5,394) \\
- (82,14 \times 9,036) - (140,698 \times 12,678) - (82,14 \times 16,32) \\
- (140,698 \times 19,962) - (82,14 \times 22,423) + (J_x \times 25,356) \\
0 &= \\
88,769 - 240,67 - 758,925 - 742,217 - 1783,769 - 1340,525 \\
- 2808,613 - 1841,825 + (J_x \times 25,356) \\
J_x &= \frac{9427,778}{25,356} \text{ lb} \\
J_x &= 371,816 \text{ lb}
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
\uparrow + F_x &= 0 \\
0 &= \\
- F_p + B_x - F_i C_x - F_r D_x - F_l E_x - F_r F_x - F_l G_x \\
- F_r H_x - F_l I_x + J_x \\
0 &= \\
31,038 + B_x - 82,14 - 140,698 - 82,14 - 140,698 - 82,14 \\
- 140,698 - 82,14 + 371,816 \\
0 &= B_x - 347,8 \\
B_x &= 347,8 \text{ lb}
\end{aligned}$$

Momen Bending di titik A

$$\begin{aligned}
\curvearrowright + M_{j,x} &= \\
(B_x \times 2,677) - (F_i C_x \times 5,61) - (F_r D_x \times 8,071) \\
- (F_l E_x \times 11,713) - (F_r F_x \times 15,355) - (F_l G_x \times 18,997) \\
- (F_r H_x \times 22,639) - (F_l I_x \times 25,1) + (J_x \times 28,033)
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
&= \\
&(347,8 \times 2,677) - (82,14 \times 5,61) - (140,698 \times 8,071) \\
&- (82,14 \times 11,713) - (140,698 \times 15,355) - (82,14 \times 18,997) \\
&- (140,698 \times 22,639) - (82,14 \times 25,1) + (371,816 \times 28,033) \\
&= \\
&931,061 - 460,805 - 1135,574 - 962,106 - 2160,418 \\
&- 1560,414 - 3185,262 - 2061,714 + 10423,118 \\
&= -173,114 \text{ lb} \cdot \text{in}
\end{aligned}$$

Momen Bending di titik B

$$\begin{aligned}
&\sum + M_{B,x} = \\
&(F_p \times 2,86) - (F_i C_x \times 2,93) - (F_r D_x \times 5,394) - (F_i E_x \times 9,036) \\
&- (F_r F_x \times 12,678) - (F_i G_x \times 16,32) - (F_r H_x \times 19,962) \\
&- (F_i I_x \times 22,423) + (J_x \times 25,356) \\
&= \\
&(31,038 \times 2,86) - (82,14 \times 2,93) - (140,698 \times 5,394) \\
&- (82,14 \times 9,036) - (140,698 \times 12,678) - (82,14 \times 16,32) \\
&- (140,698 \times 19,962) - (82,14 \times 22,423) + (371,816 \times 25,356) \\
&= \\
&88,769 - 240,67 - 758,925 - 742,217 - 1783,769 - 1340,525 \\
&- 2808,613 - 1841,825 + 9427,766 \\
&= -0,009 \text{ lb} \cdot \text{in}
\end{aligned}$$

Momen Bending di titik C

$$\begin{aligned} \sum +M_{C,x} &= \\ (F_p \times 5,61) - (B_x \times 2,933) - (F_r D_x \times 2,461) - (F_l E_x \times 6,103) \\ &- (F_r F_x \times 9,745) - (F_l G_x \times 13,387) - (F_r H_x \times 17,029) \\ &- (F_l I_x \times 19,49) + (J_x \times 22,423) \\ &= \\ (31,038 \times 5,61) - (347,8 \times 2,933) - (140,698 \times 2,461) \\ &- (82,14 \times 6,103) - (140,698 \times 9,745) - (82,14 \times 13,387) \\ &- (140,698 \times 17,029) - (82,14 \times 19,49) + (371,816 \times 22,423) \\ &= \\ 174,123 - 1020,097 - 346,258 - 501,3 - 1371,102 \\ &- 1099,608 - 2395,946 - 1600,909 + 8337,23 \\ &= -173,114 \text{ lb} \cdot \text{in} \end{aligned}$$

Momen Bending di titik D

$$\begin{aligned} \sum +M_{D,x} &= \\ (F_p \times 8,071) - (B_x \times 5,394) + (F_l C_x \times 2,461) - (F_l E_x \times 3,462) \\ &- (F_r F_x \times 7,284) - (F_l G_x \times 10,926) - (F_r H_x \times 14,568) \\ &- (F_l I_x \times 17,029) + (J_x \times 19,962) \\ &= \\ (31,038 \times 8,071) - (347,8 \times 5,394) + (82,14 \times 2,461) \\ &- (82,14 \times 3,462) - (140,698 \times 7,284) - (82,14 \times 10,926) \\ &- (140,698 \times 14,568) - (82,14 \times 17,029) + (371,816 \times 19,962) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
&= \\
&250,508 - 1876,033 + 202,146 - 284,369 - 1024,844 \\
&- 897,462 - 2049,688 - 1398,762 + 7422,191 \\
&= 343,687 \text{ lb} \cdot \text{in}
\end{aligned}$$

Momen Bending di titik E

$$\begin{aligned}
\sum +M_{E,x} &= \\
&(F_p \times 11,713) - (B_x \times 9,036) + (F_i C_x \times 6,103) \\
&+ (F_r D_x \times 3,462) - (F_r F_x \times 3,642) - (F_i G_x \times 7,284) \\
&- (F_r H_x \times 10,926) - (F_i I_x \times 13,387) + (J_x \times 16,32) \\
&= \\
&(31,038 \times 11,713) - (347,8 \times 9,036) + (82,14 \times 6,103) \\
&+ (140,698 \times 3,462) - (140,698 \times 3,642) - (82,14 \times 7,284) \\
&- (140,698 \times 10,926) - (82,14 \times 13,387) + (371,816 \times 16,32) \\
&= \\
&363,548 - 3142,721 + 501,3 + 487,096 - 512,422 - 598,308 \\
&- 1537,266 - 1099,608 + 6068,037 \\
&= 529,656 \text{ lb} \cdot \text{in}
\end{aligned}$$

Momen Bending di titik F

$$\begin{aligned}
\sum +M_{F,x} &= \\
&(F_p \times 15,355) - (B_x \times 12,678) + (F_i C_x \times 9,745) + (F_r D_x \times 7,284) \\
&+ (F_i E_x \times 3,642) - (F_i G_x \times 3,642) - (F_r H_x \times 7,284) \\
&- (F_i I_x \times 9,745) + (J_x \times 12,678)
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
&= \\
&(31,038 \times 15,355) - (347,8 \times 12,678) + (82,14 \times 9,745) \\
&+ (140,698 \times 7,284) + (82,14 \times 3,642) - (82,14 \times 3,642) \\
&- (140,698 \times 7,284) - (82,14 \times 9,745) + (371,816 \times 12,678) \\
&= \\
&476,588 - 4409,408 + 800,454 + 1024,844 + 299,154 \\
&- 299,154 - 1024,844 - 800,454 + 4713,883 \\
&= 781,063 \text{ lb} \cdot \text{in}
\end{aligned}$$

Momen Bending di titik G

$$\begin{aligned}
&\curvearrowright + M_{Gx} = \\
&(F_p \times 18,997) - (B_x \times 16,32) + (F_i C_x \times 13,387) + (F_r D_x \times 10,926) \\
&+ (F_i E_x \times 7,284) + (F_r F_x \times 3,642) - (F_r H_x \times 3,642) \\
&- (F_i I_x \times 6,103) + (J_x \times 9,036) \\
&= \\
&(31,038 \times 18,997) - (347,8 \times 16,32) + (82,14 \times 13,387) \\
&+ (140,698 \times 10,926) + (82,14 \times 7,284) + (140,698 \times 3,642) \\
&- (140,698 \times 3,642) - (82,14 \times 6,103) + (371,816 \times 9,036) \\
&= \\
&589,629 - 5676,096 + 1099,608 + 1537,266 + 598,308 \\
&+ 512,422 - 512,422 - 501,3 + 3359,729 \\
&= 1007,144 \text{ lb} \cdot \text{in}
\end{aligned}$$

Momen Bending di titik H

$$\begin{aligned}\sum +M_{H,x} &= \\ & (F_p \times 22,639) - (B_x \times 19,962) + (F_i C_x \times 17,029) \\ & + (F_r D_x \times 14,568) + (F_i E_x \times 10,926) + (F_r F_x \times 7,284) \\ & + (F_i G_x \times 3,642) - (F_i I_x \times 2,461) + (J_x \times 5,394) \\ & = \\ & (31,038 \times 22,639) - (347,8 \times 19,962) + (82,14 \times 17,029) \\ & + (140,698 \times 14,568) + (82,14 \times 10,926) + (140,698 \times 7,284) \\ & + (82,14 \times 3,642) - (82,14 \times 2,461) + (371,816 \times 5,394) \\ & = \\ & 702,669 - 6942,784 + 1398,762 + 2049,688 + 897,462 \\ & + 1024,844 + 297,675 - 202,146 + 2005,575 \\ & = 1231,745 \text{ lb} \cdot \text{in}\end{aligned}$$

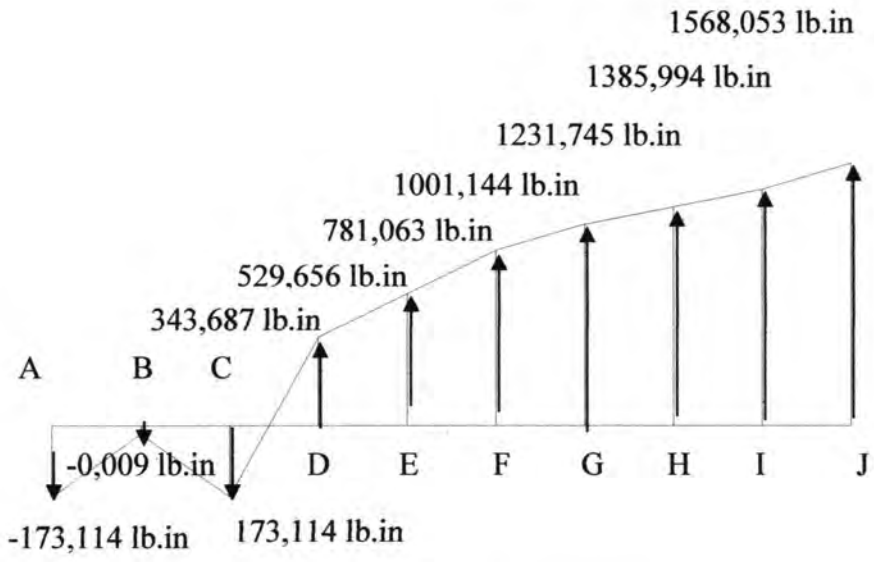
Momen Bending di titik I

$$\begin{aligned}\sum +M_{I,x} &= \\ & (F_p \times 25,1) - (B_x \times 22,423) + (F_i C_x \times 19,49) + (F_r D_x \times 17,029) \\ & + (F_i E_x \times 13,387) + (F_r F_x \times 9,745) + (F_i G_x \times 6,103) \\ & + (F_r H_x \times 2,461) + (J_x \times 2,933) \\ & = \\ & (31,038 \times 25,1) - (347,8 \times 22,423) + (82,14 \times 19,49) \\ & + (140,698 \times 17,029) + (82,14 \times 13,387) + (140,698 \times 9,745) \\ & + (82,14 \times 6,103) + (140,698 \times 2,461) + (371,816 \times 2,933)\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 &= \\
 &779,054 - 7798,719 + 1600,909 + 2395,946 + 1099,608 + 1371,102 \\
 &+ 501,3 + 346,258 + 1090,536 \\
 &= 1385,994 \text{ lb} \cdot \text{in}
 \end{aligned}$$

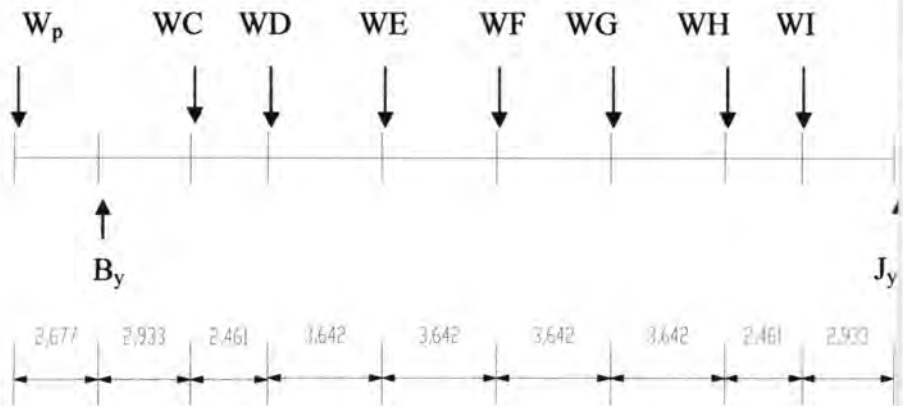
Momen Bending di titik J

$$\begin{aligned}
 \sum +M_{j,x} &= \\
 &(F_p \times 28,033) - (B_x \times 25,356) + (F_i C_x \times 22,423) \\
 &+ (F_r D_x \times 19,962) + (F_i E_x \times 16,32) + (F_r F_x \times 12,678) \\
 &+ (F_i G_x \times 9,036) + (F_r H_x \times 5,394) + (F_i I_x \times 2,933) \\
 &= \\
 &(31,038 \times 28,033) - (347,8 \times 25,356) + (82,14 \times 22,423) \\
 &+ (140,698 \times 19,962) + (82,14 \times 16,32) + (140,698 \times 12,678) \\
 &+ (82,14 \times 9,036) + (140,698 \times 5,394) + (82,14 \times 2,933) \\
 &= \\
 &870,088 - 8818,817 + 1841,825 + 2808,613 + 1340,525 \\
 &+ 1783,769 + 742,217 + 758,925 + 240,917 \\
 &= 1568,053 \text{ lb} \cdot \text{in}
 \end{aligned}$$



Gambar 4.5 Momen bending horizontal

b. Momen Bending Bidang Vertikal



Gambar 4.6 Gaya yang terjadi pada bidang vertikal

$$\begin{aligned}
 \sum_0^+ M_{B,y} &= 0 \\
 &= (W_p \times 2,86) - (WC \times 2,93) - (WD \times 5,394) - (WE \times 9,036) \\
 &\quad - (WF \times 12,678) - (WG \times 16,32) - (WH \times 19,962) \\
 &\quad - (WI \times 22,423) + (J_y \times 25,356) \\
 &= 0 \\
 &= (14,697 \times 2,86) - (10,807 \times 2,93) - (6,175 \times 5,394) \\
 &\quad - (16,982 \times 9,036) - (6,175 \times 12,678) - (16,982 \times 16,32) \\
 &\quad - (6,175 \times 19,962) - (10,807 \times 22,423) + (J_y \times 25,356) \\
 &= 0 \\
 &= 42,033 - 31,664 - 33,307 - 153,449 - 78,287 - 277,146 \\
 &\quad - 123,271 - 242,325 + (J_y \times 25,356)
 \end{aligned}$$

$$J_y = \frac{897,416}{25,356} lb$$

$$J_y = 35,393 lb$$

$$\begin{aligned} \uparrow + F_y &= 0 \\ 0 &= \\ -W_p + B_y - WC - WD - WE - WF - WG \\ -WH - WI + J_y \\ 0 &= \\ -14,697 + B_y - 10,807 - 6,175 - 16,982 - 6,175 - 16,982 \\ - 6,175 - 10,807 + 35,393 \\ 0 &= B_x - 53,407 \\ B_y &= 53,407 lb \end{aligned}$$

Momen Bending di titik A

$$\begin{aligned} \curvearrowright + M_A &= \\ (B_y \times 2,677) - (WC \times 5,61) - (WD \times 8,071) - (WE \times 11,713) \\ - (WF \times 15,355) - (WG \times 18,997) - (WH \times 22,639) \\ - (WI \times 25,1) + (J_y \times 28,033) \\ &= \\ (53,407 \times 2,677) - (10,807 \times 5,61) - (6,175 \times 8,071) \\ - (16,982 \times 11,713) - (6,175 \times 15,355) - (16,982 \times 18,997) \\ - (6,175 \times 22,639) - (10,807 \times 25,1) + (35,393 \times 28,033) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
&= \\
&142,97 - 60,627 - 49,838 - 198,395 - 94,817 - 322,607 \\
&- 139,796 - 271,256 + 992,172 \\
&= -2,194 \text{ lb} \cdot \text{in}
\end{aligned}$$

Momen Bending di titik B

$$\begin{aligned}
\sum + M_{B,x} &= \\
&(W_p \times 2,86) - (WC \times 2,93) - (WD \times 5,394) - (WE \times 9,036) \\
&- (WF \times 12,678) - (WG \times 16,32) - (WH \times 19,962) \\
&- (WI \times 22,423) + (J_y \times 25,356) \\
&= \\
&(14,697 \times 2,86) - (10,807 \times 2,93) - (6,175 \times 5,394) \\
&- (16,982 \times 9,036) - (6,175 \times 12,678) - (16,982 \times 16,32) \\
&- (6,175 \times 19,962) - (10,807 \times 22,423) + (35,256 \times 25,356) \\
&= \\
&42,033 - 31,664 - 33,308 - 153,449 - 78,287 - 277,146 \\
&- 123,265 - 242,325 + 893,951 \\
&= -3,46 \text{ lb} \cdot \text{in}
\end{aligned}$$

Momen Bending di titik C

$$\begin{aligned}
\sum + M_{C,x} &= \\
&(W_p \times 5,61) - (B_y \times 2,933) - (WD \times 2,461) - (WE \times 6,103) \\
&- (WF \times 9,745) - (WG \times 13,387) - (WH \times 17,029) \\
&- (WI \times 19,49) + (J_y \times 22,423)
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
&= \\
&(14,697 \times 5,61) - (53,407 \times 2,933) - (6,175 \times 2,461) \\
&- (16,982 \times 6,103) - (6,175 \times 9,745) - (16,982 \times 13,387) \\
&- (6,175 \times 17,029) - (10,807 \times 19,49) + (35,256 \times 22,423) \\
&= \\
&82,45 - 156,643 - 15,197 - 103,641 - 60,175 - 227,338 \\
&- 105,154 - 210,628 + 790,545 \\
&= -5,781 \text{ lb} \cdot \text{in}
\end{aligned}$$

Momen Bending di titik D

$$\begin{aligned}
&\curvearrowright + M_{D,x} = \\
&(W_p \times 8,071) - (B_y \times 5,394) + (WC \times 2,461) - (WE \times 3,462) \\
&- (WF \times 7,284) - (WG \times 10,926) - (WH \times 14,568) \\
&- (WI \times 17,029) + (J_y \times 19,962) \\
&= \\
&(14,697 \times 8,071) - (53,407 \times 5,394) + (10,807 \times 2,461) \\
&- (16,982 \times 3,462) - (6,175 \times 7,284) - (16,982 \times 10,926) \\
&- (6,175 \times 14,568) - (10,807 \times 17,029) + (35,256 \times 19,962) \\
&= \\
&118,619 - 288,077 + 26,596 - 58,792 - 44,979 - 185,545 \\
&- 89,957 - 184,032 + 703,78 \\
&= 57,91 \text{ lb} \cdot \text{in}
\end{aligned}$$

Momen Bending di titik E

$$\begin{aligned} \zeta + M_{E,x} &= \\ (W_p \times 11,713) - (B_y \times 9,036) + (WC \times 6,103) + (WD \times 3,462) \\ - (WF \times 3,642) - (WG \times 7,284) - (WH \times 10,926) \\ - (WI \times 13,387) + (J_y \times 16,32) \\ &= \\ (14,697 \times 11,713) - (53,407 \times 9,036) + (10,807 \times 6,103) + (6,175 \times 3,462) \\ - (6,175 \times 3,642) - (16,982 \times 7,284) - (6,175 \times 10,926) \\ - (10,807 \times 13,387) + (35,256 \times 16,32) \\ &= \\ 172,146 - 482,586 + 65,955 + 21,378 - 22,489 - 123,697 \\ - 67,468 - 144,673 + 575,378 \\ &= -6,056 \text{ lb} \cdot \text{in} \end{aligned}$$

Momen Bending di titik F

$$\begin{aligned} \zeta + M_{F,x} &= \\ (W_p \times 15,355) - (B_y \times 12,678) + (WC \times 9,745) + (WD \times 7,284) \\ + (WE \times 3,642) - (WG \times 3,642) - (WH \times 7,284) \\ - (WI \times 9,745) + (J_y \times 12,678) \\ &= \\ (14,697 \times 15,355) - (53,407 \times 12,678) + (10,807 \times 9,745) \\ + (6,175 \times 7,284) + (16,982 \times 3,642) - (16,982 \times 3,642) \\ - (6,175 \times 7,284) - (10,807 \times 9,745) + (35,393 \times 12,678) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
&= \\
&225,672 - 677,094 + 105,314 + 44,979 + 61,848 - 61,848 \\
&- 44,979 - 105,314 + 448,712 \\
&= -2,71 \text{ lb} \cdot \text{in}
\end{aligned}$$

Momen Bending di titik G

$$\begin{aligned}
&\sum +M_G x = \\
&(W_p \times 18,997) - (B_y \times 16,32) + (WC \times 13,387) + (WD \times 10,926) \\
&+ (WE \times 7,284) + (WF \times 3,642) - (WH \times 3,642) \\
&- (WI \times 6,103) + (J_y \times 9,036) \\
&= \\
&(14,697 \times 18,997) - (53,407 \times 16,32) + (10,807 \times 13,387) \\
&+ (6,175 \times 10,926) + (16,982 \times 7,284) + (6,175 \times 3,642) \\
&- (6,175 \times 3,642) - (10,807 \times 6,103) + (35,393 \times 9,036) \\
&= \\
&279,199 - 871,602 + 144,673 + 67,468 + 123,697 + 22,489 \\
&- 22,489 - 65,955 + 319,811 \\
&= -2,709 \text{ lb} \cdot \text{in}
\end{aligned}$$

Momen Bending di titik H

$$\begin{aligned}
&\sum +M_H x = \\
&(W_p \times 22,639) - (B_y \times 19,962) + (WC \times 17,029) + (WD \times 14,568) \\
&+ (WE \times 10,926) + (WF \times 7,284) + (WG \times 3,642) \\
&- (WI \times 2,461) + (J_y \times 5,394)
\end{aligned}$$

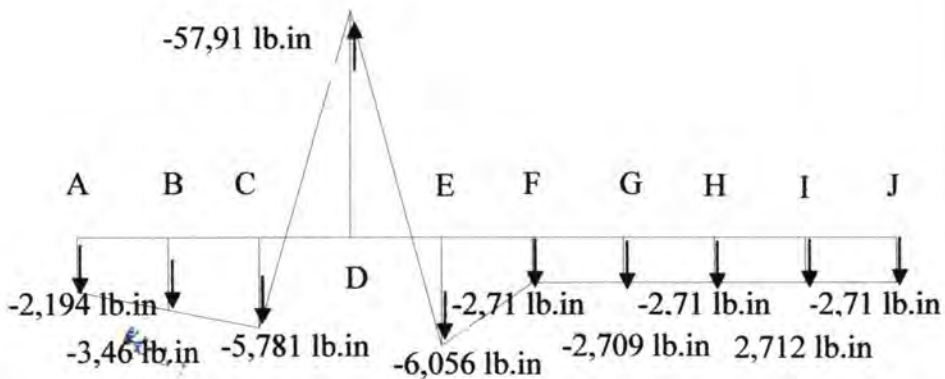
$$\begin{aligned}
&= \\
&(14,697 \times 22,639) - (53,407 \times 19,962) + (10,807 \times 17,029) \\
&+ (6,175 \times 14,568) + (16,982 \times 10,926) + (6,175 \times 7,284) \\
&+ (16,982 \times 3,642) - (10,807 \times 2,461) + (35,393 \times 5,394) \\
&= \\
&332,725 - 1066,11 + 184,032 + 89,957 + 185,545 + 44,979 \\
&+ 61,848 - 26,596 + 190,91 \\
&= -2,71 \text{ lb} \cdot \text{in}
\end{aligned}$$

Momen Bending di titik I

$$\begin{aligned}
&\sum + M_x = \\
&(W_p \times 25,1) - (B_y \times 22,423) + (WC \times 19,49) + (WD \times 17,029) \\
&+ (WE \times 13,387) + (WF \times 9,745) + (WG \times 6,103) \\
&+ (WH \times 2,461) + (J_y \times 2,933) \\
&= \\
&(14,697 \times 25,1) - (53,407 \times 22,423) + (10,807 \times 19,49) \\
&+ (6,175 \times 17,029) + (16,982 \times 13,387) + (6,175 \times 9,745) \\
&+ (16,982 \times 6,103) + (6,175 \times 2,461) + (35,393 \times 2,933) \\
&= \\
&368,895 - 1197,545 + 210,628 + 105,154 + 227,338 + 60,175 \\
&+ 103,641 + 15,197 + 103,808 \\
&= -2,712 \text{ lb} \cdot \text{in}
\end{aligned}$$

Momen Bending di titik J

$$\begin{aligned} \sum +M_{J,x} &= \\ & (W_p \times 28,033) - (B_y \times 25,356) + (WC \times 22,423) + (WD \times 19,962) \\ & + (WE \times 16,32) + (WF \times 12,678) + (WG \times 9,036) \\ & + (WH \times 5,394) + (WI \times 2,933) \\ & = \\ & (14,697 \times 28,033) - (53,407 \times 25,356) + (10,807 \times 22,423) \\ & + (6,175 \times 19,962) + (16,982 \times 16,32) + (6,175 \times 12,678) \\ & + (16,982 \times 9,036) + (6,175 \times 5,394) + (10,807 \times 2,933) \\ & = \\ & 412,001 - 1354,188 + 242,325 + 123,265 + 277,146 + 78,287 \\ & + 153,449 + 33,308 + 31,697 \\ & = -2,71 \text{ lb} \cdot \text{in} \end{aligned}$$



Gambar 4.7 Momen bending vertikal pada poros

4.5.1 Menghitung Momen Terbesar

Momen bending dapat dicari dengan persamaan (2.20)

$$\begin{aligned}M_B &= \sqrt{(MJ_H)^2 + (MD_V)^2} \\&= \sqrt{(1568,053)^2 + (57,91)^2} \\&= \sqrt{2458790,211 + 3353,568} \\&= \sqrt{2462143,779} \\&= 1569,122 \text{ lb.in}\end{aligned}$$

4.5.2 Menghitung Momen Torsi

Untuk menghitung torsi pada poros, maka digunakan persamaan (2.21)

$$\begin{aligned}M_T &= 63000 \frac{N}{n} \\&= 63000 \frac{2,779}{104,167} \\&= 1680,734 \text{ lb.in}\end{aligned}$$

4.5.2 Mencari Bahan Poros Yang Aman

Data-data yang diketahui :

- Momen bending (M_B) = 1569,122 lb.in
- Torsi yang terjadi pada poros (M_T) = 1680,734 lb.in
- Angka keamanan (N) = 3

Bahan poros yang digunakan adalah AISI 1020 Cold

Drawn dengan S_{yp} 66000 psi.

Sehingga panjang diameter poros yang aman adalah :

$$\begin{aligned}\tau_{maks} &= \frac{S_{yp} \cdot 0,5}{N} \\&= \frac{66000 \cdot 0,5}{2} \\&= 11000 \text{ Psi}\end{aligned}$$



$$\tau_{maks} \geq \frac{16}{\pi D^3} \sqrt{M^2 + T^2}$$

$$11000 \text{ psi} \geq \frac{16}{\pi \cdot D^3} \sqrt{(1569,122)^2 + (1680,734)^2}$$

$$D^3 \geq \frac{16}{\pi \cdot 11000 \text{ psi}} \cdot 2299,35 \text{ lb.in}$$

$$D \geq \sqrt[3]{\frac{16}{\pi \cdot 11000 \text{ psi}} \cdot 2299,35 \text{ lb.in}}$$

$$D \geq 1,0213 \text{ in}$$

$$D \geq 25,933 \text{ mm}$$

Diameter poros minimum yang diijinkan adalah 25,933 mm sehingga untuk lebih aman digunakan diameter poros sebesar 30 mm = 1,181 in

4.6 Roda Gila

Data-data yang diketahui :

Diameter roda gila (D) = 200 mm = 0,2 m

Jari-jari roda gila (R) = 100 mm = 0,1 m

Putaran pada poros (n) = 104,167 rpm

Massa roda gila (m) = 2,8 kg

4.6.1 Kecepatan Maksimum dan Minimum

Untuk menghitung kecepatan maksimum roda gila dapat menggunakan persamaan (2.29)

$$\begin{aligned} v_l &= \frac{\pi \cdot D \cdot n}{60} \\ &= \frac{\pi \cdot 0,2 \cdot 104,167}{60} \\ &= 1,09 \text{ m/s} \end{aligned}$$

Jika drop kecepatan yang diijinkan sebesar 10% , maka kecepatan minimum $v_2 = 0,981$ m/s

4.6.2 Kecepatan rata-rata

Untuk menghitung kecepatan rata-rata roda gila dapat menggunakan persamaan (2.30)

$$\begin{aligned}v &= \frac{v_1 + v_2}{2} \\ &= \frac{1,09 + 0,981}{2} \\ &= 1,035 \text{ m/s}\end{aligned}$$

4.6.3 Koefisien Fluktuasi

Untuk menghitung koefisien fluktuasi pada roda gila dapat menggunakan persamaan (2.31)

$$\begin{aligned}C &= \frac{v_1 - v_2}{v} \\ &= \frac{1,09 - 0,981}{1,035} \\ &= 0,105\end{aligned}$$

4.6.4 Momen Inersia

Untuk menghitung momen inersia pada roda gila dapat menggunakan persamaan (2.32)

$$\begin{aligned}I &= \frac{1}{2} m \cdot R^2 \\ &= \frac{1}{2} 2,8 \text{ kg } (0,1 \text{ m})^2 \\ &= 0,014 \text{ kg.m}^2\end{aligned}$$

4.6.5 Kecepatan Sudut Maksimum dan Minimum

Untuk menghitung kecepatan sudut maksimum roda gila dapat menggunakan persamaan (2.33)

$$\begin{aligned}\omega_1 &= \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60} \\ &= \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 104,167}{60} \\ &= 10,903 \text{ rad/s}\end{aligned}$$

Jika drop kecepatan sudut yang diijinkan sebesar 10%, maka kecepatan minimum $\omega_2 = 9,813 \text{ rad/s}$

4.6.6 Torsi

Untuk menghitung torsi pada roda gila dapat menggunakan persamaan (2.33)

$$\begin{aligned}T_f &= \frac{1}{2} I (\omega_1^2 - \omega_2^2) \\ &= \frac{1}{2} 0,014 (10,903^2 - 9,813^2) \\ &= \frac{1}{2} 0,014 \cdot 22,58 \\ &= 0,158 \text{ Nm}\end{aligned}$$

4.7 Pasak

4.7.1 Perencanaan Pasak

Dari perhitungan sebelumnya dan dari data-data yang direncanakan didapat:

- Torsi Poros (T) = 1680,734 *lb.in*
- Diameter Poros (D) = 1,181 *in*
- Karena mengalami beban kejut yang besar dan berulang-ulang maka $N=4,5$

Dengan melihat pada lampiran 5 diketahui dimensi pasak yang direncanakan adalah pasak tipe datar, yaitu:

$$W = 0.25 \text{ in}$$

Bahan pasak 45010 *ASTM A220* $S_{yp} = 45000 \text{ psi}$

$$\begin{aligned} S_{syp} &= 0.58 \times S_{yp} \\ &= 0.58 \times 45000 \\ &= 26100 \text{ psi} \end{aligned}$$

Daya yang terjadi pada pasak

$$F = \frac{T}{D/2} = \frac{1680,734 \text{ lb.in}}{1,181 \text{ in} / 2} = 2846,29 \text{ lb}$$

4.7.2 Tinjauan Terhadap Tegangan Geser

- Tegangan geser yang timbul akibat gaya pada pasak

$$\begin{aligned} S_s &= \frac{S_{syp}}{N} \\ &= \frac{26100}{4.5} = 5800 \text{ psi} \end{aligned}$$

- Panjang pasak untuk tegangan geser

$$\begin{aligned} L_s &\geq \frac{2T}{S_s \times W \times D} \\ L_s &\geq \frac{2 \times 2846 \text{ lb.in}}{5800 \times 0,25 \times 1,181} \end{aligned}$$

$$L_s \geq \frac{5692}{1712,45}$$

$$L \geq 3,324 \text{ in}$$

4.7.3 Tinjauan Terhadap Tegangan Kompresi

- Tegangan kompresi yang timbul

$$\begin{aligned} S_c &= \frac{S_{cyp}}{N} \\ &= \frac{45000}{4.5} = 10000 \text{ psi} \end{aligned}$$

- Panjang pasak untuk tegangan kompresi

$$L_c \geq \frac{4T}{S_c \times H \times D}$$

$$L_c \geq \frac{4 \times 1680,734 \text{ lb.in}}{10000 \times 0,25 \times 1,181}$$

$$L_c \geq \frac{6722,936}{2952,5}$$

$$L_c \geq 2,277 \text{ in}$$

$$L = L_c + 0,25 \times D$$

$$= 2,277 + (0,25 \times 1,181)$$

$$= 2,572 \text{ in}$$

4.8 Perencanaan Bantalan

Data-data yang diperlukan untuk perhitungan pemilihan bantalan untuk poros adalah :

- Diameter poros = 30 mm = 1,181 in
- Putaran pada poros = 104,167 rpm

- Gaya yang bekerja pada bantalan $F_{DH} = 371,816 \text{ lb}$, $F_{DV} = 53,467 \text{ lb}$
- Dipilih bantalan tipe 62,06-Z ball bearing yang memiliki nilai $C_o = 11,2 \text{ kN}$ dan $C = 20,3 \text{ kN}$
- Karena Ring dalam berputar maka $V = 1$

4.8.1 Menghitung Gaya Radial Bantalan

Mencari gaya radial bantalan di titik tumpuan yang terbesar yaitu dengan menggunakan persamaan

$$\begin{aligned} F_r &= \sqrt{(F_{DH})^2 + (F_{DV})^2} \\ &= \sqrt{371,816^2 + 53,467^2} \\ &= 375,641 \text{ lb} \end{aligned}$$

4.8.2 Mencari harga X dan Y :

Karena $F_a = 0$ maka $\frac{F_a}{V \cdot F_r} = 0$, sehingga $\frac{F_a}{V \cdot F_r} \leq e$

Harga (e) terendah = 0,19

Maka $X = 1$ dan $Y = 0$

4.8.3 Menghitung Beban Equivalent

Untuk menghitung beban equivalent digunakan persamaan

Dimana:

$$F_s = 2,5$$

$V = 1$ karena ring dalam yang berputar

Jadi

$$\begin{aligned} P &= F_s (X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a) \\ &= 2,5 (1 \cdot 1 \cdot 375,641 + 0 \cdot 0) \\ &= 378,141 \text{ lb} \\ &= 1681,971 \text{ N} \end{aligned}$$

4.8.4 Umur bantalan

$$\begin{aligned}L_{10} &= \left(\frac{C}{P}\right)^b \times 10^6 \\ &= \left(\frac{20300}{1681,971}\right)^3 \times 10^6 \\ &= (12,069)^3 \times 10^6 \\ &= 1757,98 \times 10^6 \text{ putaran}\end{aligned}$$

Atau

$$\begin{aligned}L_{10h} &= L_{10} \times \frac{1}{60 \times n} \\ &= \frac{1757,98 \times 10^6}{60 \times 104,167 \text{ rpm}} \\ &= 0,281 \times 10^6 \text{ jam kerja}\end{aligned}$$

Jika dalam satu hari = 8 jam kerja

$$\frac{0,281 \times 10^6}{8} = 3,512 \times 10^4 \text{ hari}$$

BAB V PENUTUP

5.1 Kesimpulan

Dari proses perencanaan dan pembahasan Tugas Akhir dengan judul Rancang Bangun Mesin Pencacah

Polyethylene ini dapat disimpulkan bahwa :

1. Motor yang dipakai 3Hp dengan putaran 937,503 rpm.
2. Diameter pulley yang digerakkan adalah 381mm.
Diameter pulley penggerak adalah 127mm.
3. Belt yang dipakai adalah tipe B dengan panjang 49mm.
4. Bahan poros yang digunakan adalah AISI 1020 Cold Drawn dengan S_{yp} 66000 psi dan berdiameter 30mm.
5. Pasak yang digunakan adalah tipe datar dengan lebar 0,25 in
Bahan pasak 45010 *ASTM A220* $S_{yp} = 45000$ psi .
6. Bantalan yang dipilih adalah tipe 62,06-Z ball bearing yang memiliki nilai $C_o=11,2$ N dan $C=20,3$ kN
7. Percobaan yang telah kami lakukan, polyethylene dengan massa 1,5kg dapat diproses selama 30 detik.

5.2 Saran

Pada Mesin pencacah Polyethylene ini saringan kurang bekerja dengan baik karena diameter lubang saringan 6mm, kurang mencukupi untuk keluarnya hasil cacahan sehingga harus beberapa kali proses pencacahan .

DAFTAR PUSTAKA

1. Deutschman Aaron D. 1982 Machine Design Theory and Practice, Macmillan Publishing Co., Inc, Newyork
2. Schey, J. A. , "Introduction to Manufacturing Processes", Mc Graw Hill Kogakusa, Ltd, Tokyo, 1977
3. Norton, Robert L; "Machine Design An Integrated Approach; Prentice- Hall Internatoinal, Inc, London, 2000
4. Sularso, *Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen mesin, 1997.*
6. *Dobrovolsky . V, Machine Elements*, Foreign Languages Publishing House , Moscow 1988.
7. Diperoleh dari internet dengan situs [Http://www.Skf.com/skf/productcatalogue/ips/viewer/producttableviewer](http://www.Skf.com/skf/productcatalogue/ips/viewer/producttableviewer).

Lampiran 1

Tabel Konversi Satuan

1014

MACHINE DESIGN - An Integrated Approach

Table F-1 Selected Units Conversion Factors

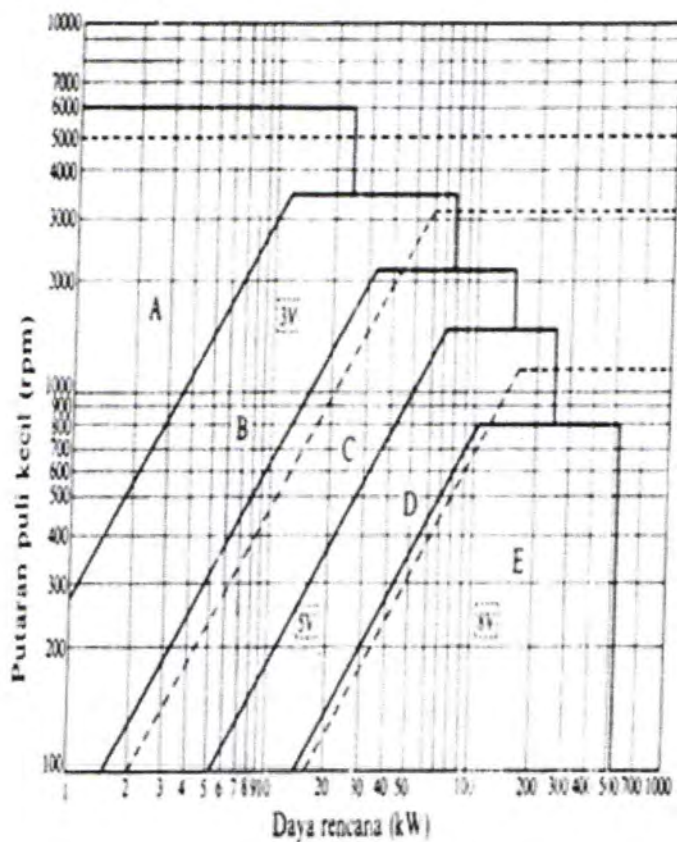
Note That These Conversion Factors (and Others) are Built Into the TKSolver Files UNITMAST and STUDENT

Multiply this	by	this	to get	this	Multiply this	by	this	to get	this
acceleration					mass moment of inertia				
in/sec ²	x	0.0254	=	m/sec ²	lb-in-sec ²	x	0.1138	=	N-m-sec ²
ft/sec ²	x	12	=	in/sec ²	moments and energy				
angles					in-lb	x	0.1138	=	N-m
radian	x	57.2958	=	deg	ft-lb	x	12	=	in-lb
area					N-m	x	8.7873	=	in-lb
in ²	x	645.16	=	mm ²	N-m	x	0.7323	=	ft-lb
ft ²	x	144	=	in ²	power				
area moment of inertia					HP	x	550	=	ft-lb/sec
in ⁴	x	416 231	=	mm ⁴	HP	x	33 000	=	ft-lb/min
in ⁴	x	4.162E-07	=	m ⁴	HP	x	6 600	=	in-lb/sec
m ⁴	x	1.0E+12	=	mm ⁴	HP	x	745.7	=	watts
m ⁴	x	1.0E+08	=	cm ⁴	N-m/sec	x	8.7873	=	in-lb/sec
ft ⁴	x	20 736	=	in ⁴	pressure and stress				
density					psi	x	6 894.8	=	Pa
lb/in ³	x	27.6805	=	g/cc	psi	x	6.895E-3	=	MPa
g/cc	x	0.001	=	g/mm ³	psi	x	144	=	psf
lb/ft ³	x	1 728	=	lb/in ³	kpsi	x	1 000	=	psi
kg/m ³	x	1.0E-06	=	g/mm ³	N/m ²	x	1	=	Pa
force					N/mm ²	x	1	=	MPa
lb	x	4.448	=	N	spring rate				
N	x	1.0E+05	=	dyne	lb/in	x	175.126	=	N/m
ton (short)	x	2 000	=	lb	lb/ft	x	0.08333	=	lb/in
length					stress intensity				
in	x	25.4	=	mm	MPa-m ^{0.5}	x	0.909	=	ksi-in ^{0.5}
ft	x	12	=	in	velocity				
mass					in/sec	x	0.0254	=	m/sec
blob	x	386.4	=	lb	ft/sec	x	12	=	in/sec
slug	x	32.2	=	lb	rad/sec	x	9.5493	=	rpm
blob	x	12	=	slug	volume				
kg	x	2.205	=	lb	in ³	x	16 387.2	=	mm ³
kg	x	9.8083	=	N	ft ³	x	1 728	=	in ³
kg	x	1 000	=	g	cm ³	x	0.061023	=	in ³
					m ³	x	1.0E+9	=	mm ³

Lampiran 2
Dimensi dan Bahan Belt

	Leather	Rubber canvas	Sold-woven cotton	Woven Woollen	Interstitched rubber	Woven semi-linen
Width, b (mm)	20-300	20-500	30-250	50-500	20-135	15-55
Thickness, h (mm)	single 3 - 5,5 double 7,5 - 10	2,5 - 13,5	4,5 - 6,5 - 8,5	6 - 9 - 11	1,75 - 2,5 - 3,3	1,75
UTS (kg/cm ²)	200	440 (without layer 370 (with layer)	350 - 405	300	300	500
Maximum Elongation	10% at 100 kg/cm ²	18% at rupture	20 - 25% at rupture	60 % at rupture	16 % at rupture	10 % at rupture
Ratio (D min/h)						
Recommended	35	40	30 - 40	30	40	30
Allowable	25	30	25 - 35	25	30	25
Recommende v max (m/s)	40	20 - 30	25	30	50	50
Specific weight (kg/dm ³)	0,98	1,25 - 1,50	0,75 - 1,05	0,90 - 1,24	1,2	1
Constans						
a	29	25	21	18	23	21
w	300	100	150	150	200	150
Modulus of Elasticity (kg/cm ²)	1000 - 1500	800 - 1200	300 - 600		1000 - 1200	

Lampiran 3
 Diagram Pemilihan V-Belt



Lampiran 4
Tabel Dimensi V-Belt

Type of belt	Cross-sectional			Design length of belt (by neutral layer), mm
	b mm	h mm	A cm ²	
O	10	6	0,47	400; 450; 560; 630; 710; 800; 900 1000; 1120; 1250; 1400; 1600 1800; 2000; 2240; 2500
A	13	8	0,81	560; 630; 710; 800; 900; 1000; 1120 1250; 1400; 1600; 1800; 2000 2240; 2500; 2800; 3150; 3550; 4000
B	17	10,5	1,38	800; 900; 1000; 1120; 1250; 1400 1600; 1800; 2000; 2240; 2500 2800; 3150; 3550; 4000; 4500 5000; 5600; 6300
C	22	13,5	2,3	1800; 2000; 2240; 2500; 2800 3150; 3550; 4000; 4500; 5000 5600; 6300; 7100; 8000; 9000; 10.000
D	32	19	4,75	3150; 3550; 4000; 4500; 5000 5600; 6300; 7100; 8000; 9000 10.000; 11.000; 12.500; 14.000
E	38	23,5	6,95	4500; 5000; 5600; 6300; 7100 8000; 9000; 10.000; 11.200; 12.500 14.000; 16.000; 18.000
F	50	30	11,7	6300; 7100; 8000; 9000; 10.000 11.200; 12.500; 14.000; 16.000; 18.000

Lampiran 5
Tabel Tipe dan Dimensi V-Belt

Cross-section of V-Belt		Sizes (Fig 121)						Sizes (Fig 122)					
		O	A	B	C	D	E	F	1	2	3	4	5
Cross-section area (cm ²)		0,5	0,8	1,4	2,3	4,8	7	11,7	1,1	1,2	1,6	2,2	2,7
In conformity with the standard, design of inner* length of belt (mm)	min	500	500	530	1.800	3.150	4.500	6.300	560	560	900	950	950
	max	2.500	4.000	6.300	9.000	11.000	14.000	14.000	1.120	1.400	1.400	1.400	1.400
Difference between design and inner length of belt (mm)		25	33	40	55	76	95	120	38	42	46	52	59
Minimum allowable design diameters of pulley (mm)		63	90	125	200	315	500	800	80	90	105	125	140
Constania in formula (191).	a	23	25	28	30	32	32	32					
	w	100	120	180	215	280	350	440					
Max recommended velocity (m/s)		25	25	25	25	30	30	30	30	30	30	30	30
Design with of belt ad (mm)		8,5	11	14	19	27	32	42					
Rated sizes of pulley grooves (Fig 125)	e	10	12,5	16	21	28,5	34	43					
	c	2,5	3,5	5	6	8,5	10	12,5					
	t	12	16	20	26	37,5	44,5	58					
	s	8	10	12,5	17	24	29	38					
			34-40			36-40			38-40				

Lampiran 7

Faktor X, Y untuk ball dan roller bearing

Factor X and Y for ball and roller bearings

Contact Angle α , deg	$\frac{F_r}{C_0}$	Single-Row Bearing ¹				Double-Row Bearing ¹				e	
		$F_r/YF_c > e$		$F_r/YF_c < e$		$F_r/YF_c < e$		$F_r/YF_c > e$			
		X	Y	X	Y	X	Y	X	Y		
Radial-Contact groove ball bearing ²											
										F_r/C_0	
	0.014		2.30						2.30	0.10	25
	0.028		1.90						1.90	0.22	50
	0.056		1.71						1.71	0.25	100
	0.084		1.55						1.55	0.28	150
	0.11	0.50	1.45	1.0	0	0.50	1.45		1.45	0.30	200
	0.17		1.31				1.31		1.31	0.34	300
	0.28		1.15				1.15		1.15	0.38	500
	0.42		1.04				1.04		1.04	0.42	750
	0.56		1.00				1.00		1.00	0.44	1000
Angular-Contact groove ball bearings ³											
										F_r/C_0	
	0.014				2.78				3.74	0.23	25
	0.028				2.40				3.23	0.26	50
	0.056				2.07				2.78	0.30	100
	0.085				1.87				2.52	0.34	150
	0.11	0.50		1.0	1.75	0.78			2.30	0.36	200
	0.17				1.58				2.13	0.40	300
	0.28				1.39				1.87	0.45	500
	0.42				1.26				1.64	0.50	750
	0.56				1.21				1.63	0.52	1000
	0.014		1.88		2.18				3.06	0.29	25
	0.029		1.71		1.98				2.78	0.32	50
	0.057		1.52		1.76				2.47	0.36	100
	0.086	0.46	1.41	1.0	1.63				2.29	0.38	150
	0.11		1.34		1.55	0.75			2.16	0.40	200
	0.17		1.23		1.42				2.00	0.44	300
	0.29		1.10		1.27				1.79	0.49	500
	0.43		1.01		1.17				1.64	0.54	750
	0.57		1.00		1.16				1.63	0.54	1000
	0.015		1.47		1.65				2.39	0.38	25
	0.029		1.40		1.57				2.25	0.40	50
	0.058		1.30		1.46				2.11	0.43	100
	0.087		1.23		1.38				2.00	0.46	150
	0.12	0.44	1.19	1.0	1.34	0.72			1.93	0.47	200
	0.17		1.12		1.26				1.82	0.50	300
	0.29		1.02		1.14				1.69	0.55	500
	0.44		1.00		1.12				1.63	0.58	750
	0.58		1.00		1.12				1.63	0.58	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 ⁴											
$\alpha = 90$		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. Whinn (ed.), *Food Engineers Handbook*, 2nd ed., McGraw-Hill Book Co., New York, 1939.

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 load limit, e is the number of rows of balls (use 1 for radial contact bearings).

² For single-row bearings, when $F_r/YF_c < e$, use $X = 1$ and $Y = 0$.

³ When calculating the equivalent load for a row consisting of two similar angular-contact ball bearings in a double-row bearing, "use the fact" or "back to back," the pair is considered as one distributor angular-contact ball bearing.

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

⁵ Distributor bearings are processed as self-aligning.

⁶ Parameter C_0 is the static load limit, C_0 depends on the bearing design.

⁷ For $\alpha = 0$, $F_r/C_0 = 0$ and $X = 1$.

Lampiran 8 Dimensi Tipe Pasak Datar

Table 7-6 Dimensions of square plain parallel stock keys (dimensions in inches, see Figure 7-7a on next page)

Shaft Diameter	Width and Thickness of Key, $h \times t$	Bottom of Key-set to Opposite Side of Shaft, S	Shaft Diameter	Width and Thickness of Key, $h \times t$	Bottom of Key-set to Opposite Side of Shaft, S	Shaft Diameter	Width and Thickness of Key, $h \times t$	Bottom of Key-set to Opposite Side of Shaft, S	Shaft Diameter	Width and Thickness of Key, $h \times t$	Bottom of Key-set to Opposite Side of Shaft, S
$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{8} \times \frac{1}{8}$	0.430	$\frac{7}{16}$	$\frac{3}{8} \times \frac{3}{8}$	1.225	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{2} \times \frac{1}{2}$	2.021	$\frac{3}{4}$	$\frac{3}{4} \times \frac{3}{4}$	3.309
$\frac{9}{16}$	$\frac{1}{8} \times \frac{1}{8}$	0.493	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{2} \times \frac{1}{2}$	1.289	$\frac{7}{16}$	$\frac{5}{8} \times \frac{5}{8}$	2.084	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{2} \times \frac{1}{2}$	3.373
$\frac{5}{8}$	$\frac{3}{16} \times \frac{3}{16}$	0.517	$\frac{9}{16}$	$\frac{1}{2} \times \frac{1}{2}$	1.352	$\frac{1}{2}$	$\frac{5}{8} \times \frac{5}{8}$	2.148	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{2} \times \frac{1}{2}$	3.437
$\frac{11}{16}$	$\frac{3}{16} \times \frac{3}{16}$	0.581	$\frac{5}{8}$	$\frac{3}{8} \times \frac{3}{8}$	1.416	$\frac{5}{8}$	$\frac{5}{8} \times \frac{5}{8}$	2.275	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{2} \times \frac{1}{2}$	3.690
$\frac{1}{4}$	$\frac{3}{16} \times \frac{3}{16}$	0.644	$\frac{11}{16}$	$\frac{7}{8} \times \frac{7}{8}$	1.479	$\frac{3}{4}$	$\frac{7}{8} \times \frac{7}{8}$	2.402	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{2} \times \frac{1}{2}$	3.881
$\frac{13}{16}$	$\frac{3}{16} \times \frac{3}{16}$	0.708	$\frac{3}{4}$	$\frac{7}{8} \times \frac{7}{8}$	1.542	$\frac{3}{4}$	$\frac{3}{4} \times \frac{3}{4}$	2.450	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{2} \times \frac{1}{2}$	3.944
$\frac{7}{8}$	$\frac{3}{16} \times \frac{3}{16}$	0.771	$\frac{13}{16}$	$\frac{1}{2} \times \frac{1}{2}$	1.527	$\frac{13}{16}$	$\frac{3}{4} \times \frac{3}{4}$	2.514	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{4} \times \frac{1}{4}$	4.042
$\frac{15}{16}$	$\frac{1}{4} \times \frac{1}{4}$	0.796	$\frac{7}{8}$	$\frac{1}{2} \times \frac{1}{2}$	1.591	3	$\frac{3}{4} \times \frac{3}{4}$	2.577	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{4} \times \frac{1}{4}$	4.232
1	$\frac{1}{4} \times \frac{1}{4}$	0.859	$\frac{15}{16}$	$\frac{1}{2} \times \frac{1}{2}$	1.655	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{2} \times \frac{1}{2}$	2.704	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{4} \times \frac{1}{4}$	4.296
$\frac{1}{16}$	$\frac{1}{4} \times \frac{1}{4}$	0.923	2	$\frac{1}{2} \times \frac{1}{2}$	1.718	$\frac{3}{4}$	$\frac{3}{4} \times \frac{3}{4}$	2.831	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{4} \times \frac{1}{4}$	4.550
$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{4} \times \frac{1}{4}$	0.956	$\frac{1}{16}$	$\frac{1}{2} \times \frac{1}{2}$	1.782	$\frac{3}{8}$	$\frac{7}{8} \times \frac{7}{8}$	2.880	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{2} \times \frac{1}{2}$	4.740
$\frac{3}{16}$	$\frac{1}{4} \times \frac{1}{4}$	1.049	$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{2} \times \frac{1}{2}$	1.845	$\frac{7}{16}$	$\frac{7}{8} \times \frac{7}{8}$	2.944	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{2} \times \frac{1}{2}$	4.803
$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{4} \times \frac{1}{4}$	1.112	$\frac{3}{16}$	$\frac{1}{2} \times \frac{1}{2}$	1.909	$\frac{3}{8}$	$\frac{7}{8} \times \frac{7}{8}$	3.007	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{2} \times \frac{1}{2}$	4.900
$\frac{5}{16}$	$\frac{5}{16} \times \frac{5}{16}$	1.137	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{2} \times \frac{1}{2}$	1.972	$\frac{1}{2}$	$\frac{7}{8} \times \frac{7}{8}$	3.140	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{2} \times \frac{1}{2}$	5.091
$\frac{3}{8}$	$\frac{5}{16} \times \frac{5}{16}$	1.201	$\frac{5}{16}$	$\frac{1}{2} \times \frac{1}{2}$	1.937	$\frac{3}{4}$	$\frac{7}{8} \times \frac{7}{8}$	3.261	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{2} \times \frac{1}{2}$	5.155

SOURCE: ASME, ANSI Standard B17.1-1967.

Conversion: 1 in. = 25.4 mm. For shafts $\frac{1}{16}$ in. to $\frac{1}{4}$ in., use 0.0025 in. For shafts $\frac{1}{8}$ in. to $\frac{3}{8}$ in., use 0.005 in. For shafts $\frac{1}{2}$ in. to 1 in., use 0.010 in.

Lampiran 9 Properties Mekanik dari Plain Carbon dan Alloy Steel

Table A-2 Mechanical Properties of Plain Carbon and Alloy Steels
(based on a 1 in. diameter specimen)

AISI Type	Condition	Tensile Strength, ksi	Yield Strength, ksi	Elongat. ± 2 in., %	Reduction of Area, %	Hardness, BHN	Machineability (Based on 1112 = 100)
1010	HR	64	42	25	67	107	45
	CD	78	48	16	63	129	55
	CDA	64	48	28	65	131	55
1020	HR	65	43	36	59	143	50
	CD	76	46	20	55	156	65
	A	57	32	37	66	131	90
1030	N	64	50	36	68	131	75
	HR & turned	72	44	31	63	140	—
	CD	84	76	16	57	172	65
1040	A	67	50	31	58	126	—
	N	76	51	32	61	149	—
	HR	91	58	23	50	201	63
1045	CD	100	88	17	42	207	65
	A	75	51	30	57	149	—
	N	85	50	28	55	170	60
1050	HR	98	59	24	45	212	56
	CD	103	90	14	40	217	60
	A	90	55	27	54	174	66
1095	N	99	61	25	49	207	—
	HR	105	67	15	—	—	—
	CD	114	104	9	—	—	54
1095	A	92	43	24	40	187	—
	N	109	62	20	39	217	—
	HR	142	83	18	38	295	—
1118	A	95	38	13	21	192	—
	N	147	73	10	14	293	—
	HR	75	50	35	55	140	—
2330	CD	85	75	25	55	170	80
	A	65	41	35	67	131	80
	F	69	46	34	66	143	80
3140	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	183	65
	CDA	98	87	21	52	201	70
	N	97	63	26	60	197	50

Lampiran 10
Faktor Koreksi

	Mesin yang digerakkan	Penggerak					
		Momen punter puncak $\leq 200^*$			Momen punter puncak $> 200^*$		
		Motor arus bolak-balik (torsi-momen normal, langkah bujang, sinkron), motor arus searah (listrik standar)			Motor arus bolak-balik (torsi-momen tinggi, fase tunggal, listrik seri), motor arus searah (listrik Lampson, listrik seri), mesin tarik, kopling tak tetap		
		Jumlah jam kerja tiap hari			Jumlah jam kerja tiap hari		
		3-5 jam	8-10 jam	16-24 jam	3-5 jam	8-10 jam	16-24 jam
Variasi beban menengah kecil	Pengaduk zat cair, kipas angin, blower (kapasitas 7,5 kW) pompa sentrifugal, konveyor ringan	1,0	1,1	1,2	1,2	1,3	1,4
Variasi beban kecil	Konveyor berat (pasir, batu bara), pengaduk, kipas angin (kapasitas 7,5 kW), mesin tarik, peluncur, mesin perkakas, mesin pemotongan	1,2	1,3	1,4	1,4	1,5	1,6
Variasi beban sedang	Konveyor tambur, achapp, pompa tekan, kompresor, gilingan peka, pengocok, roots-blower, mesin tekstil, mesin kayu	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8
Variasi beban besar	Penghancur, gilingan bola atau batang, pengangkat, mesin pabrik karet (rol, kalender)	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9	2,0

Lampiran 11
Faktor Kondisi Beban

Type of Service	Multiply Calculated Load by Following Factors	
	Ball Bearings	Roller Bearings
Uniform and steady load _____	1.0	1.0
Light shock load _____	1.5	1.0
Moderate shock load _____	2.0	1.3
Heavy shock load _____	2.5	1.7
Extreme and indeterminate shock load _	3.0	2.0

Lampiran 12
Tabel Sudut Kontak dan Panjang Belt

<p>Arc of contact between the belt and the smaller pulley</p>	$\alpha \approx 180^\circ - \frac{D_2 - D_1}{A} \cdot 60^\circ$	$\alpha \approx 180^\circ + \frac{D_2 + D_1}{A} \cdot 60^\circ$	$\alpha \approx 180^\circ + \frac{D_1}{A} \cdot 60^\circ$	$\alpha \approx 180^\circ - \frac{D_3 - D_1}{A} \cdot 60^\circ + \frac{(D_1 + D_2 - 2E)}{2A} \cdot 60^\circ$
<p>Geometrical length of belt (disregarding tension and sag)</p>	$L = 2A + \frac{\pi}{2}(D_1 + D_2) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4A}$	$L = 2A + \frac{\pi}{2}(D_1 + D_2) + \frac{(D_1 + D_2)^2}{4A}$	$L = 2A + \frac{\pi}{2}(D_1 + D_2) + \frac{D_1^2 + D_2^2}{2A}$	$L = (A + A_p + C) + \frac{\pi}{2}(D_1 + D_2) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{8A} + \frac{(D_1 + D_2)^2}{8A} + \frac{(D_1 + D_2)^2}{8C} - \frac{E}{A_p} \left(\frac{D_1 + D_2}{2} \right) - \frac{E}{C} \left(\frac{D_1 + D_2}{2} \right)$

Lampiran 14

Tabel standar motor



TATUNG

PERFORMANCE DATA

40 HZ, FRAME 1EFC, MOULDING (IEC Frame)
3-Phase, 50Hz, 115V, Continuous Duty
Class F Insulation 50 C Ambient

HP	Full Load RPM	Frame No.	Current		Torque		Efficiency			Power Factor			
			Full Load (A)	Locked Rotor (A)	Full Load (kg-m)	Locked Rotor (%)	Break Down (%)	Full Load (%)	1/2 Load (%)	Full Load (%)	1/2 Load (%)	1/4 Load (%)	
1/4	2852	D53	0.51	3.0	0.652	240	350	66.5	67.5	53.0	77.5	70.5	62
	1272	D65	0.61	3.3	0.172	250	275	65.0	63.0	56.0	63.0	53.5	47
	572	D71	0.80	3.3	0.150	300	300	61.0	56.0	47.5	52.5	44.5	25
1/2	2102	D71	1.00	5.0	0.150	240	335	68.0	66.0	59.0	79.5	70.5	35
	1272	D71	1.20	5.3	0.250	370	370	66.0	62.5	56.5	59.0	61.0	49
	825	D80	1.36	5.5	0.200	250	260	69.0	66.5	60.0	56.0	48.5	25
3/4	2122	D71	1.30	6.5	0.190	260	310	70.0	70.0	66.0	86.5	81.5	33
	1202	D80	1.34	7.7	0.380	305	310	71.0	73.5	70.0	80.0	71.5	58
	725	D80	1.72	8.5	0.570	300	220	73.0	70.0	66.0	62.0	53.0	40
1	2732	D80	1.75	9.5	0.283	245	250	71.0	70.5	67.0	87.5	82.5	33
	1422	D80	1.75	10.5	0.522	285	300	72.0	72.0	72.0	80.0	71.0	58
	825	D80S	2.10	5.8	0.700	315	325	71.0	72.5	70.0	70.0	80.5	48
1.5	2270	D80	2.30	12.5	0.590	295	325	78.5	79.0	77.0	85.0	82.5	32
	1422	D80S	2.60	15.0	0.755	320	320	79.5	80.5	78.0	77.0	70.5	55
	725	D90S	2.80	13.7	1.150	265	225	75.0	75.0	72.0	70.0	61.0	48
2	2622	D90S	3.00	19.0	0.520	330	325	79.5	80.0	77.5	90.5	87.0	80
	1255	D90S	3.20	19.2	1.000	295	250	78.0	80.0	78.5	83.5	77.5	55
	822	D100L	3.60	20.3	1.550	265	270	81.0	81.5	79.0	74.0	66.0	52
2.5	2272	D90L	3.50	21.0	0.755	340	345	81.5	82.5	79.5	86.0	80.5	42
	1422	D100L	4.80	28.0	1.575	280	225	81.5	81.5	82.5	82.5	77.0	65
	822	D112M	5.20	30.5	2.200	305	250	81.5	81.5	79.0	74.5	64.0	54
3	2352	D100L	5.40	40.0	1.900	305	280	84.0	84.5	83.0	91.5	87.5	84
	1420	D100L	6.00	45.0	2.150	330	320	82.5	82.5	81.5	84.0	78.5	69
	820	D122S	6.90	36.0	3.000	330	280	82.5	83.0	79.5	75.5	67.0	53
4	2490	D112M	7.60	54.0	1.700	295	280	84.5	85.0	83.5	91.0	88.0	73
	1422	D112M	7.80	55.0	2.740	325	300	82.5	82.5	81.5	84.5	76.5	58
	820	D122M	8.80	49.0	4.000	245	255	84.0	84.0	81.5	77.0	64.5	53
5.5	2555	D122S	10.70	60.5	1.800	210	230	82.5	81.5	81.5	80.5	67.5	33
	1425	D122S	10.70	60.0	2.730	245	275	80.0	81.0	85.5	85.5	79.5	49
	855	D122M	11.20	58.5	5.800	270	225	80.0	80.0	80.5	81.5	75.0	63
7.5	2875	D132S	14.20	73.5	2.500	240	255	80.5	81.0	84.5	86.5	84.5	56
	1440	D132M	14.40	90.0	5.070	285	265	87.5	86.0	87.0	85.5	81.5	70
	960	D160M	15.80	94.0	7.600	280	265	87.5	85.0	87.0	77.0	70.5	58
10	2915	D160M	20.40	138.0	3.875	275	220	88.5	88.5	89.0	87.0	82.5	35
	1455	D160M	20.40	154.0	7.300	280	315	85.5	85.5	89.0	86.5	82.5	33
	955	D160L	22.30	140.0	11.500	270	275	83.5	83.0	89.0	79.5	73.5	60
15	2270	D160M	26.90	151.0	5.900	280	315	90.0	90.0	86.5	88.5	83.5	39
	1455	D160L	27.20	210.0	10.800	265	325	90.0	90.0	90.0	87.5	84.5	31
	875	D180L	29.50	180.0	14.000	220	230	90.0	90.0	90.5	89.5	76.5	54
18.5	2920	D160L	32.20	218.0	6.170	325	330	91.0	91.5	90.5	90.0	89.0	52
	1460	D180M	34.00	230.0	12.300	255	285	90.5	91.0	90.0	85.5	82.0	33
	875	D200L	37.50	217.0	18.400	230	210	90.5	90.5	90.0	78.0	71.5	60
25	2925	D180M	38.20	275.0	7.375	260	230	90.0	90.5	87.5	85.0	81.0	40
	1450	D180L	41.50	252.0	14.600	275	250	90.0	90.0	90.0	84.0	80.5	31
	870	D200L	42.00	244.0	22.000	180	210	90.5	91.0	91.0	84.5	81.5	34
30	2940	D200L	52.00	360.0	9.930	220	290	91.5	91.5	90.0	89.5	88.5	35
	1460	D200L	51.50	357.0	20.010	235	255	91.5	92.5	92.0	88.5	85.5	40
	875	D225M	56.00	320.0	29.000	220	270	90.5	91.0	91.0	84.5	80.5	32
37	2940	D200L	62.40	416.0	12.200	220	220	92.0	92.0	90.5	89.5	88.5	40
	1470	D225S	65.00	428.0	24.500	215	215	92.0	92.5	91.5	85.0	83.5	36
	875	D250S	66.00	390.0	36.210	235	210	91.5	92.5	92.0	87.0	84.5	37

Table C-11 Properties of Some Engineering Plastics

Data from Various Sources.* Approximate Values. Consult Material Manufacturers for More Accurate Information

Material	Approximate Modulus of Elasticity E :		Ultimate Tensile Strength		Ultimate Compressive Strength		Elongation over 2 in	Max Temp	Specific Gravity
	Mpsi	GPa	kpsi	MPa	kpsi	MPa			
ABS	0.3	2.1	6.0	41.4	10.0	68.9	5 to 25	160-200	1.05
20-40% glass filled	0.6	4.1	10.0	68.9	12.0	82.7	3	200-230	1.30
Acetal	0.5	3.4	8.8	60.7	18.0	124.1	60	220	1.41
20-30% glass filled	1.0	6.9	10.0	68.9	18.0	124.1	7	185-220	1.56
Acrylic	0.4	2.8	10.0	68.9	15.0	103.4	5	140-190	1.18
Fluoroplastic (PTFE)	0.2	1.4	5.0	34.5	6.0	41.4	100	350-330	2.10
Nylon 6/6	0.2	1.4	10.0	68.9	10.0	68.9	60	180-300	1.14
Nylon 11	0.2	1.3	8.0	55.2	8.0	55.2	300	180-300	1.04
20-30% glass filled	0.4	2.5	12.8	88.3	12.8	88.3	4	250-340	1.26
Polycarbonate	0.4	2.4	9.0	62.1	12.0	82.7	100	250	1.20
10-40% glass filled	1.0	6.9	17.0	117.2	17.0	117.2	2	275	1.35
HMW Polyethylene	0.1	0.7	2.5	17.2	-	-	525	-	0.94
Polyphenylene Oxide	0.4	2.4	9.6	66.2	16.4	113.1	20	212	1.06
20-30% glass filled	1.1	7.8	15.5	106.9	17.5	120.7	5	260	1.23
Polypropylene	0.2	1.4	5.0	34.5	7.0	48.3	500	250-320	0.90
20-30% glass filled	0.7	4.8	7.5	51.7	6.2	42.7	2	300-320	1.10
Impact Polystyrene	0.3	2.1	4.0	27.6	6.0	41.4	2 to 80	140-175	1.07
20-30% glass filled	0.1	0.7	12.0	82.7	16.0	110.3	1	180-200	1.25
Polysulfone	0.4	2.5	10.2	70.3	13.9	95.8	50	300-345	1.24

* Modern Plastics Encyclopedia. McGraw-Hill, New York.; Machine Design Materials Reference Issue, Penton Publishing, Cleveland, Ohio.

Select design (all)

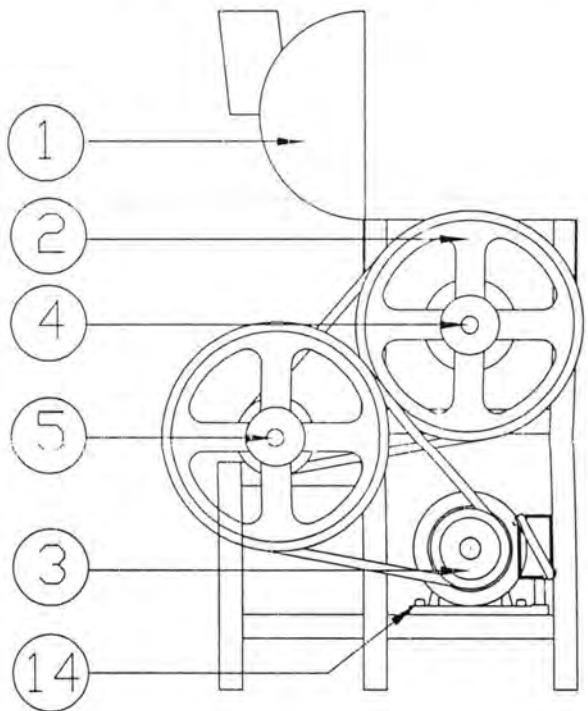
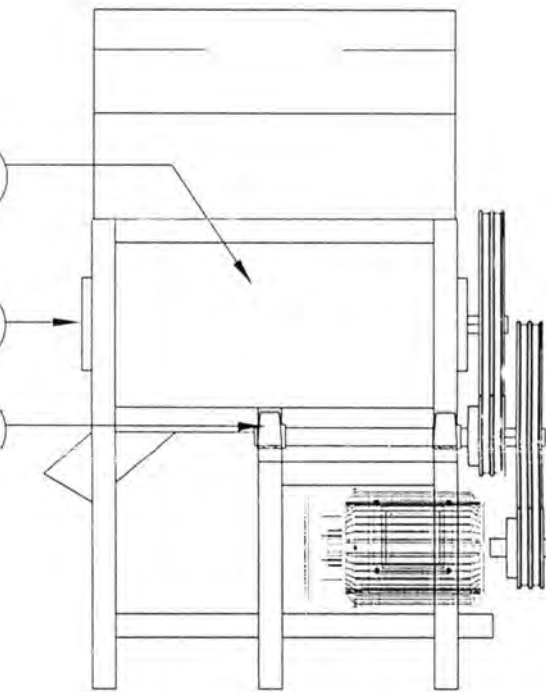
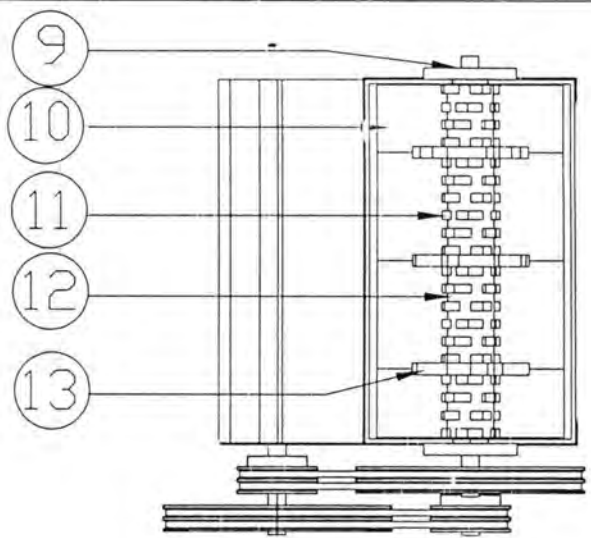
Deep groove ball bearings, single row

Product information

Tolerances, see also text
 Radial internal clearance, see also text
 Recommended fits
 Shaft and housing tolerances

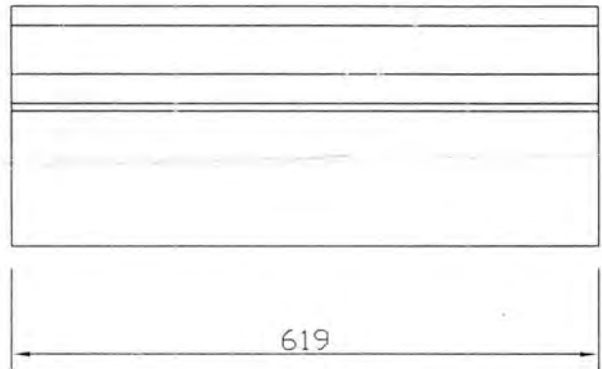
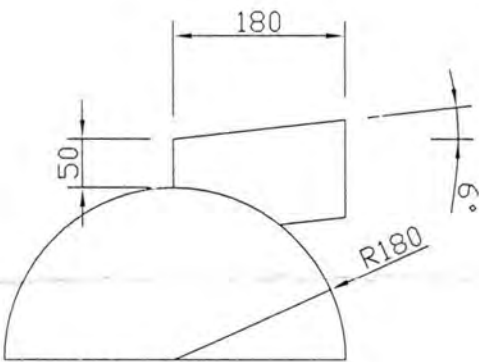
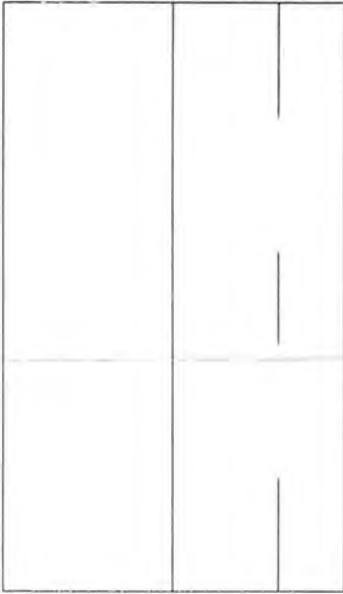
Principal dimensions			Basic load ratings		Fatigue load limit P _u	Speed ratings		Mass kg	Designation
d	D	B	dynamic	static		Reference speed	Limiting speed		
mm			kN	C ₀	kN	r/min			* - SKF Explorer bearing
30	62	16	20,3	11,2	0,475	-	7500	0,20	6206-RS1 *
30	62	16	20,3	11,2	0,475	24000	15000	0,20	6206-RZ *
30	62	16	20,3	11,2	0,475	24000	15000	0,20	6206-Z *
30	62	20	19,5	11,2	0,475	-	7500	0,24	62206-2RS1
30	72	19	29,6	16	0,67	20000	13000	0,35	6306 *
30	72	19	32,5	17,3	0,735	22000	14000	0,33	6306 ETN9
30	72	19	29,6	16	0,67	-	6300	0,35	6306-2RS1 *
30	72	19	29,6	16	0,67	20000	11000	0,35	6306-2RZ *
30	72	19	29,6	16	0,67	20000	11000	0,35	6306-2Z *
30	72	19	29,6	16	0,67	-	6300	0,35	6306-RS1 *
30	72	19	29,6	16	0,67	20000	13000	0,35	6306-RZ *
30	72	19	29,6	16	0,67	20000	13000	0,35	6306-Z *
30	72	27	28,1	16	0,67	-	6300	0,48	62306-2RS1
30	90	23	43,6	23,6	1	18000	11000	0,74	6406
31,75	69,85	17,462	22,5	13,2	0,55	20000	14000	0,30	RLS 10
31,75	69,85	17,462	22,5	13,2	0,55	-	7000	0,30	RLS 10-2RS1
31,75	69,85	17,462	22,5	13,2	0,55	20000	10000	0,30	RLS 10-2Z
31,75	79,375	22,225	33,2	19	0,815	17000	12000	0,50	RMS 10
34,925	76,2	17,462	27	15,3	0,655	18000	13000	0,35	RLS 11
34,925	88,9	22,225	41	24	1,02	15000	11000	0,63	RMS 11
35	47	7	4,75	3,2	0,166	28000	18000	0,030	61807
35	47	7	4,75	3,2	0,166	-	8000	0,030	61807-2RS1
35	47	7	4,75	3,2	0,166	28000	14000	0,030	61807-2RZ
35	55	10	9,56	6,8	0,29	26000	16000	0,080	61907
35	55	10	9,56	6,8	0,29	-	7500	0,080	61907-2RS1

Aftermarket only
 Aftermarket only
 Aftermarket only
 Aftermarket only
 Aftermarket only
 Aftermarket only

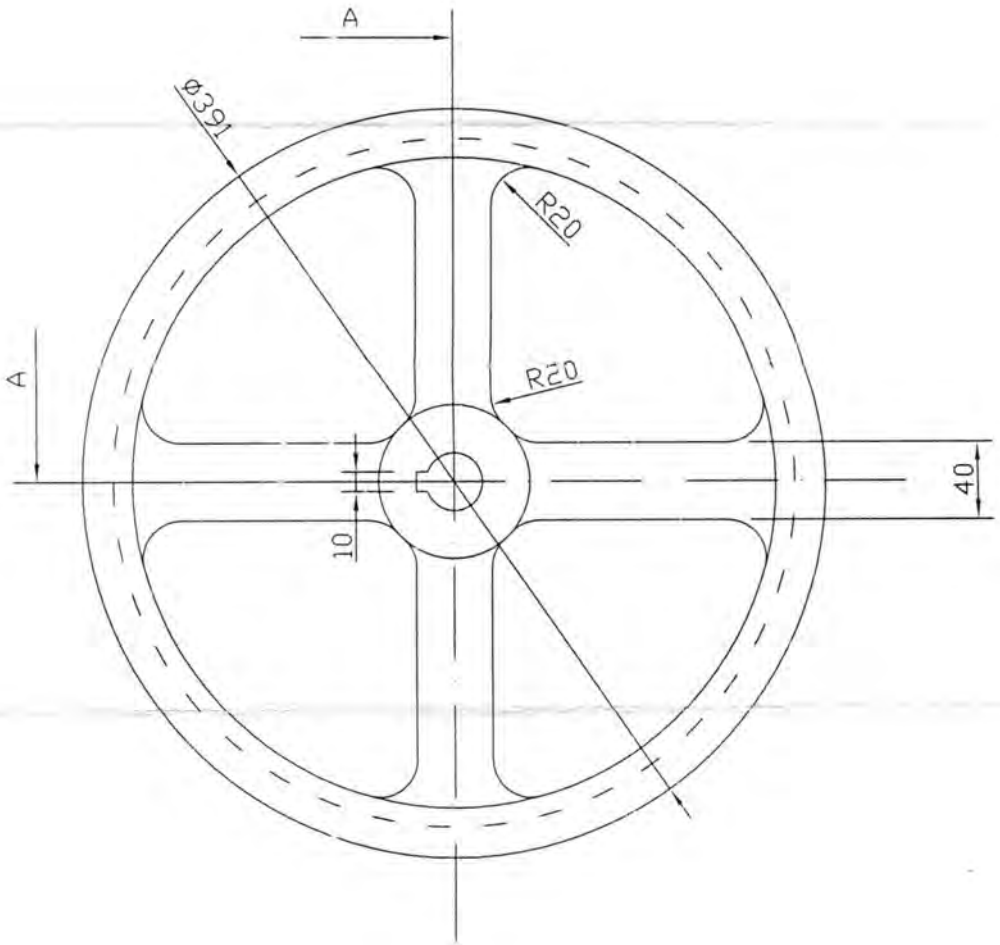
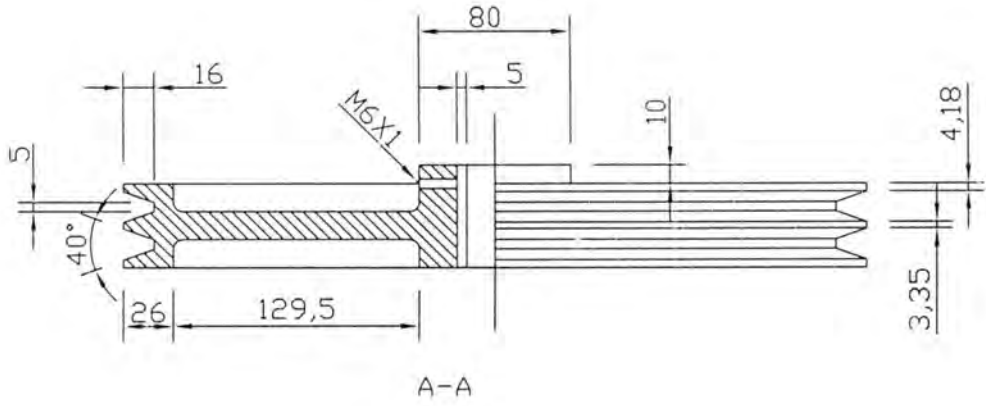


48	BAUT M10 X 1	ST42		
3	RODA GILA	BESI TUANG		
16	SILINDER	BESI TUANG		
20	TOOL	HSS		
2	PISAU MATI	BESI TUANG		
2	BEARING	BESI TUANG		
2	PILLOW BLOCK	ST 60		
2	PENUNPU POROS	BESI TUANG		
1	BOX	BESI TUANG		
1	POROS 2	ST60		
1	POROS 1	ST 60		
2	PULLEY 2	BAJA KARBON		
2	PULLEY 1	BAJA KARBON		
1	TUTUP	BAJA KARBON		
JML	NAMA	BAHAN	NORMALISASI	PERINGATAN

1

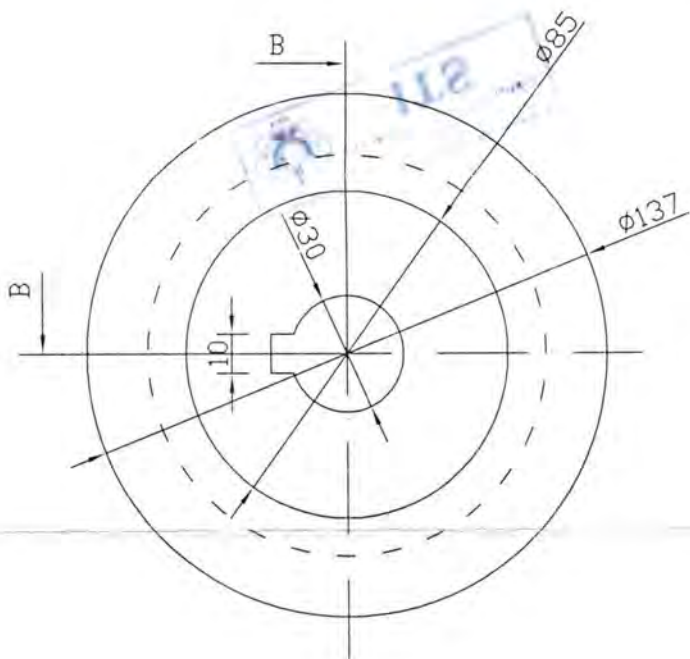
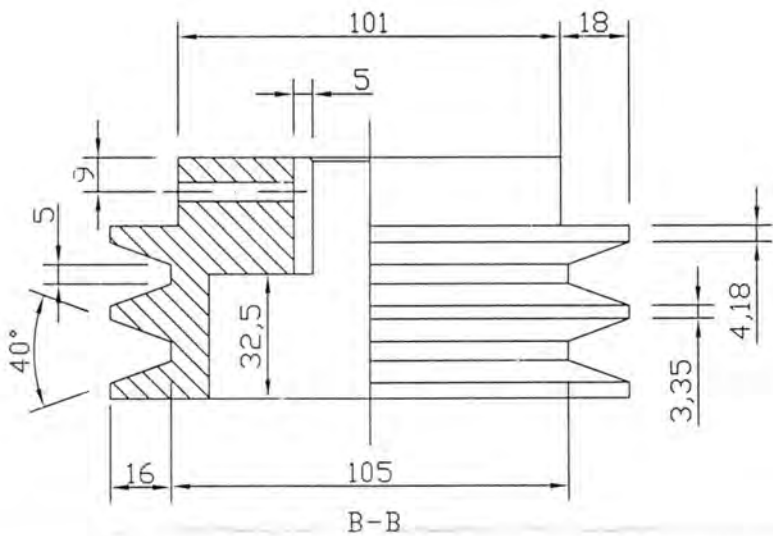


1	1	TUTUP	BAJA KARBON		
NO	JML	NAMA	BAHAN	NORMALISASI	PERINGATA



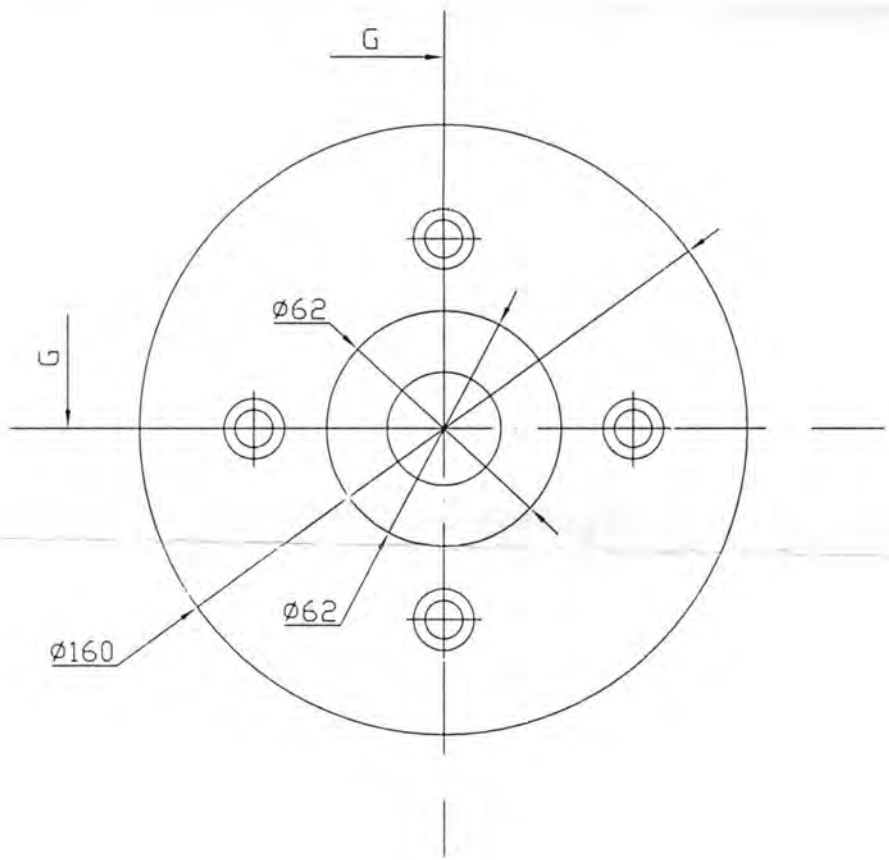
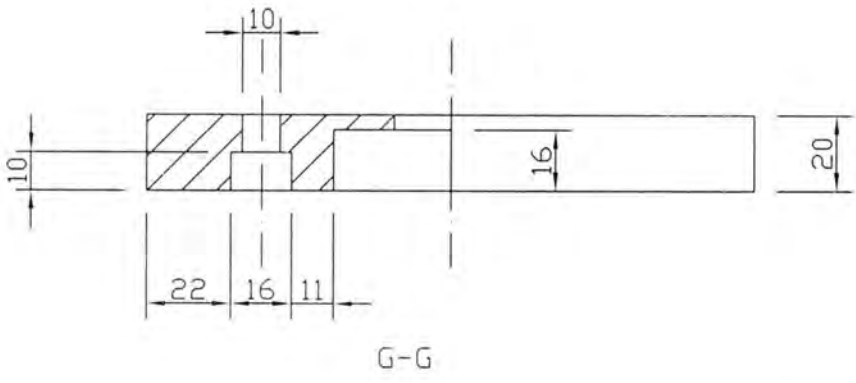
2	2	PULLEY 1	BAJA KARBON		
NO	JML	NAMA	BAHAN	NORMALISASI	PERINGATAN

3

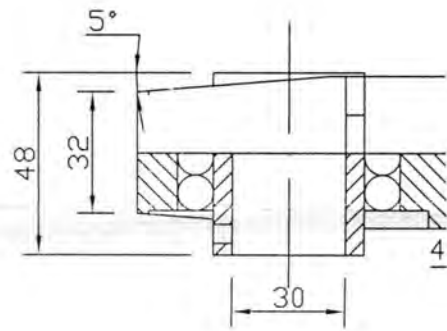
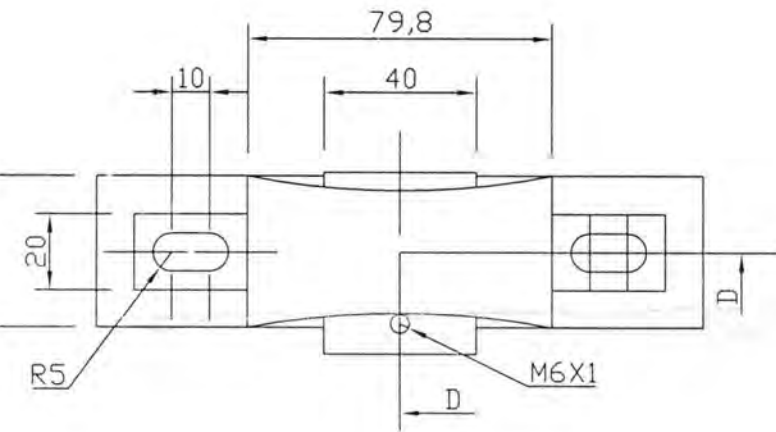


3	2	PULLEY 2	BAJA KARBON		
NO	JML	NAMA	BAHAN	NORMALISASI	PERINGATAN
		Ekole : 2 : 1	digambar : widyawan & imam		

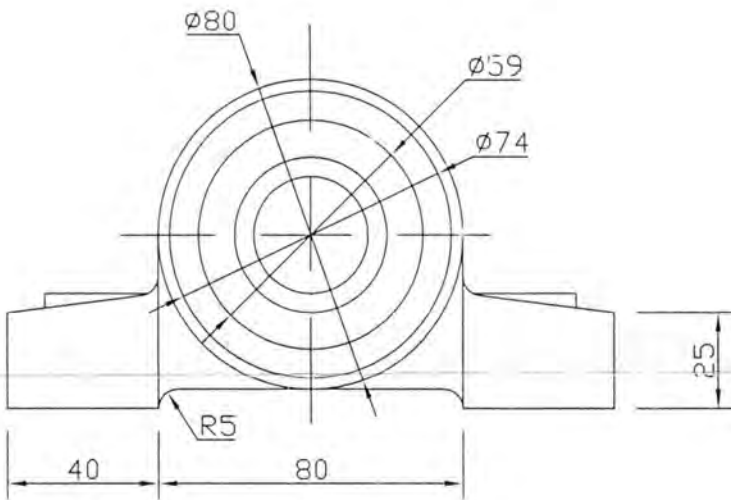
7



7	2	PENUMPU POROS	BESI TUANG		
NO	JML	NAMA	BAHAN	NORMALISASI	PERINGATA

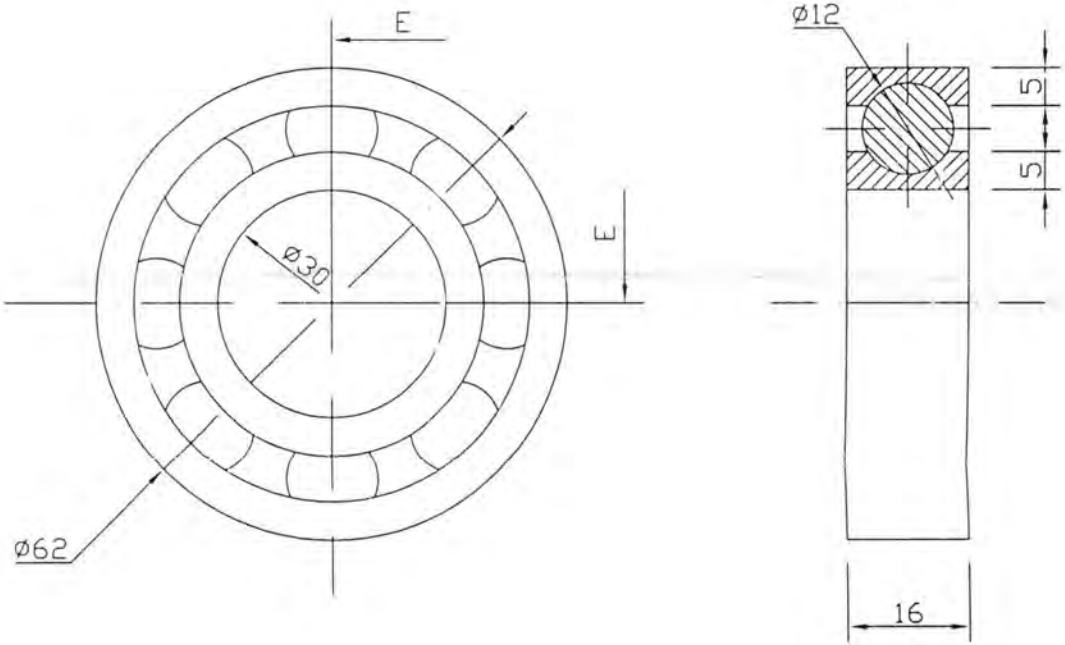


D-D



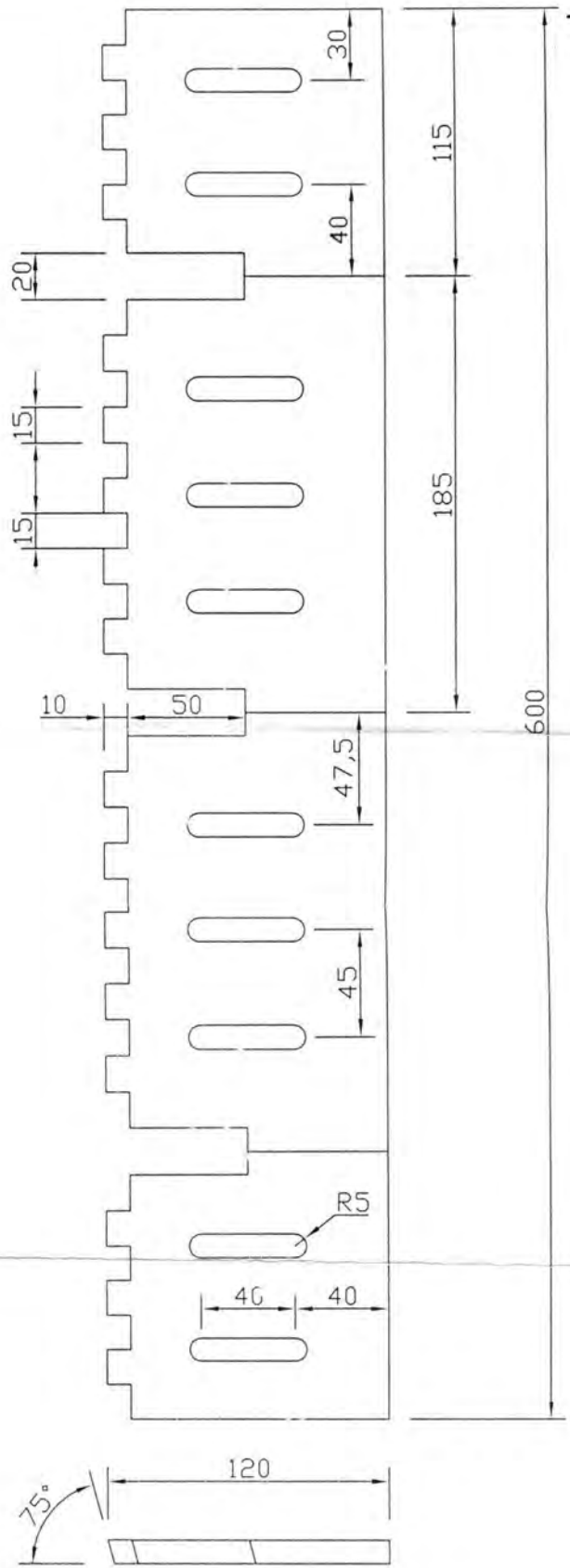
8	2	PILLOW BLOCK	BESI TUANG		
√	JML	NAMA	BAHAN	NORMALISASI	PERINGATAN
		Ekala : 2 : 1	digambar : widyawan & imam		

9

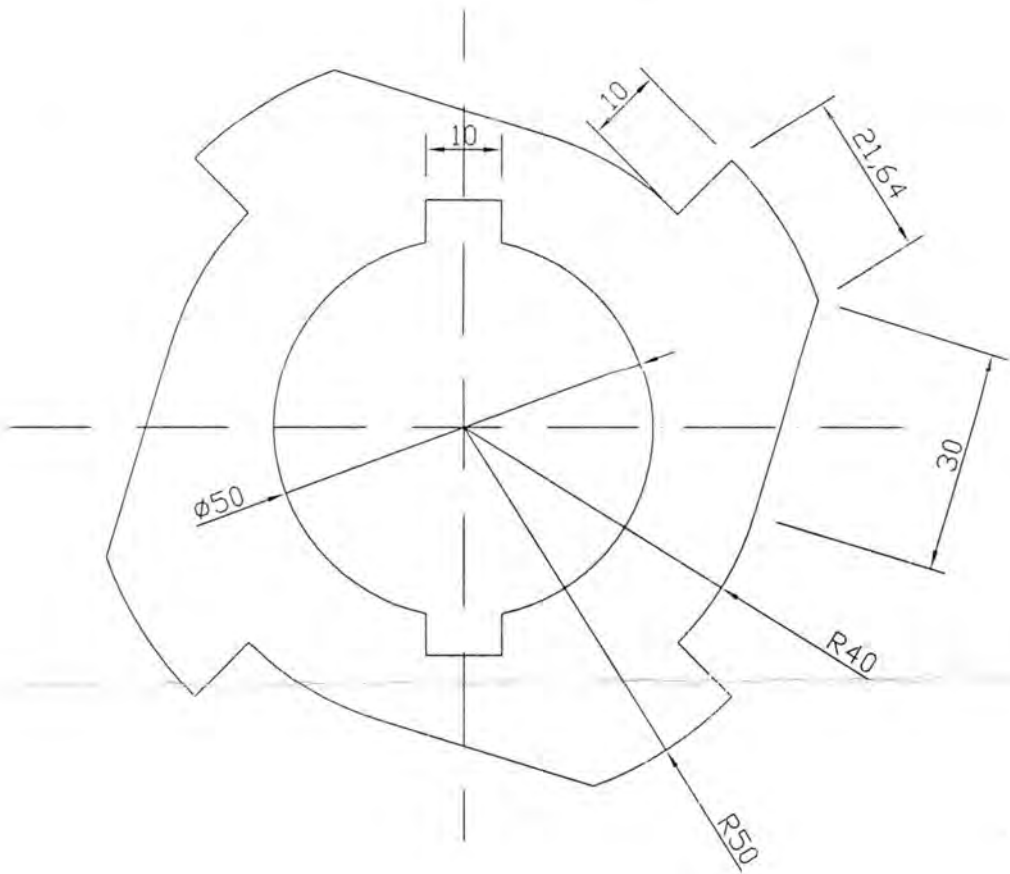
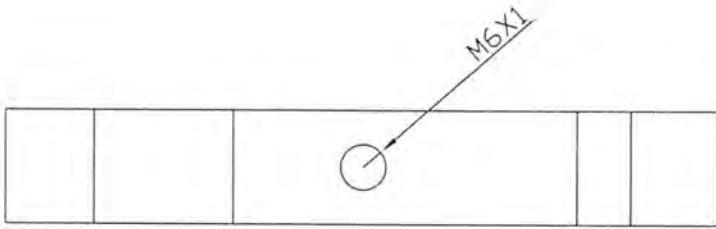


9	2	BEARING	BESI TUANG		
NO	JML	NAMA	BAHAN	NORMALISASI	PERINGATAN

10

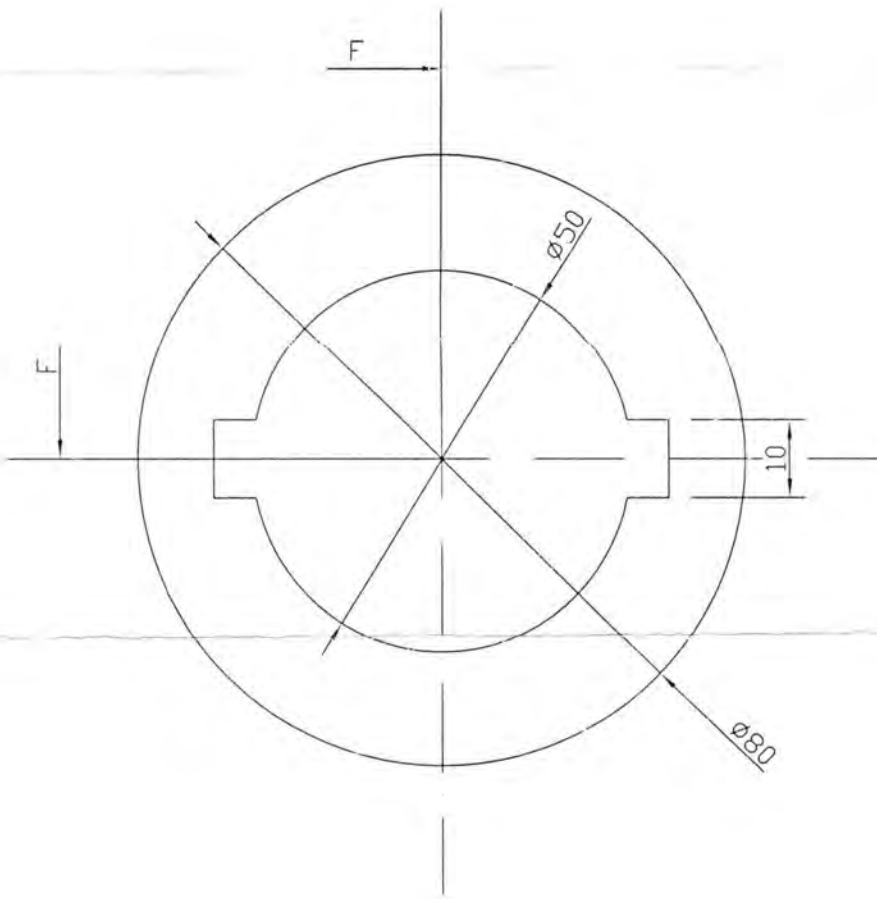
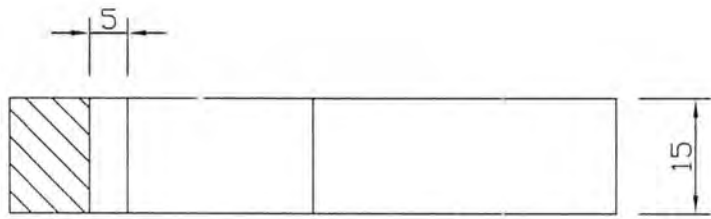


10	2	PISAU MATI	BESI TUANG		
NO	JML	NAMA	BAHAN	NORMALISASI	PERINGAT



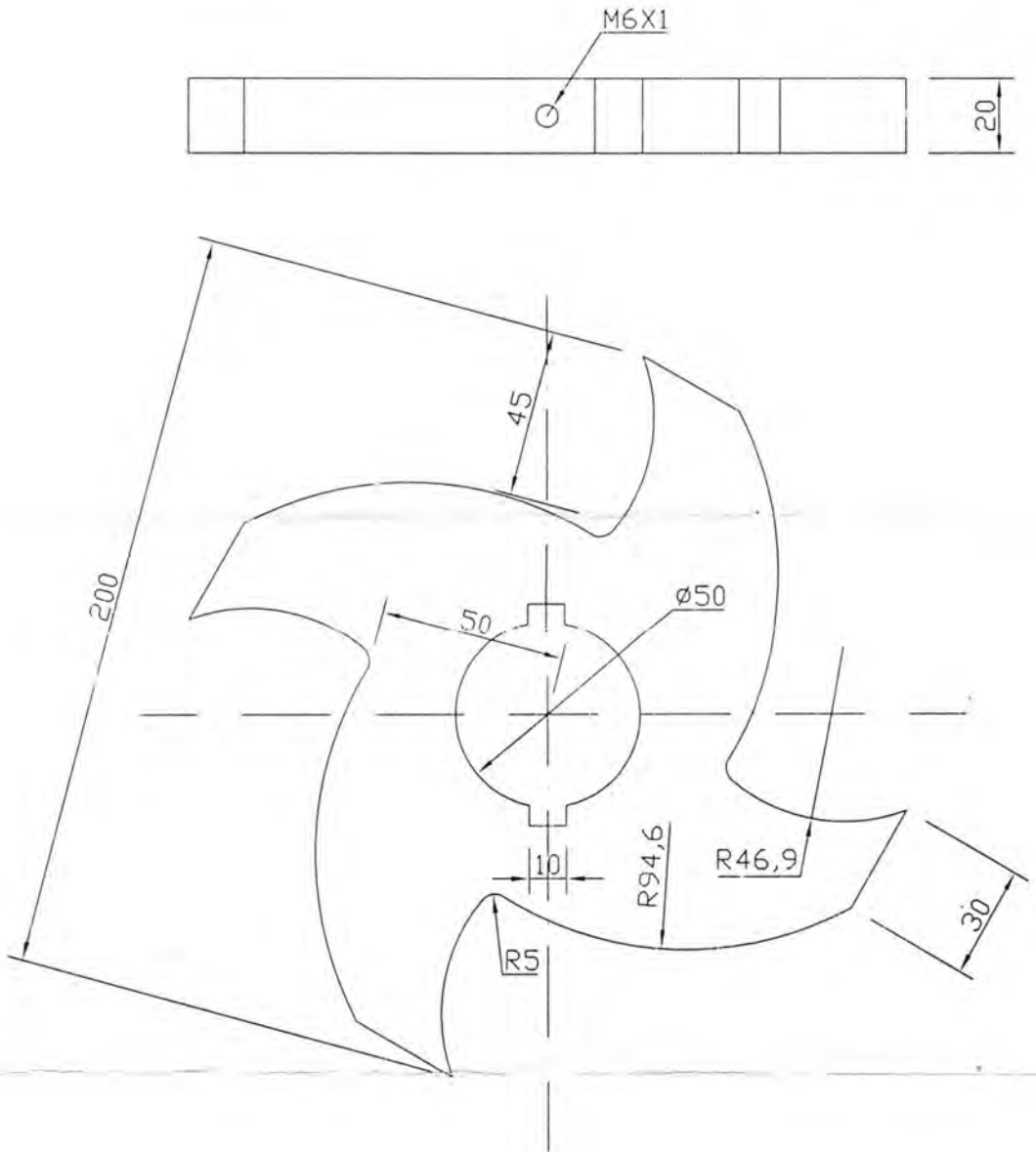
11	20	TOOL	HSS		
NO	JML	NAMA	BAHAN	NORMALISASI	PERINGAT

12



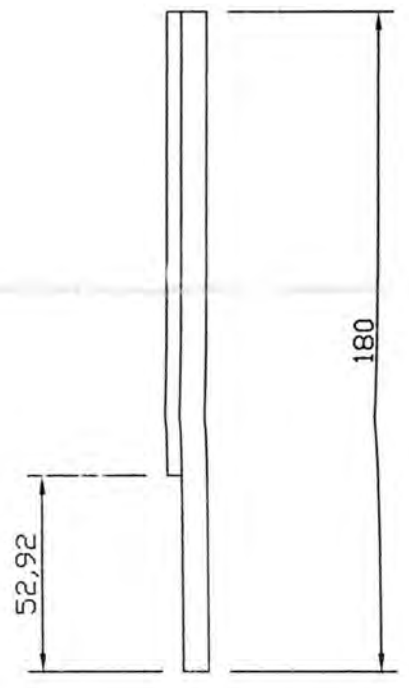
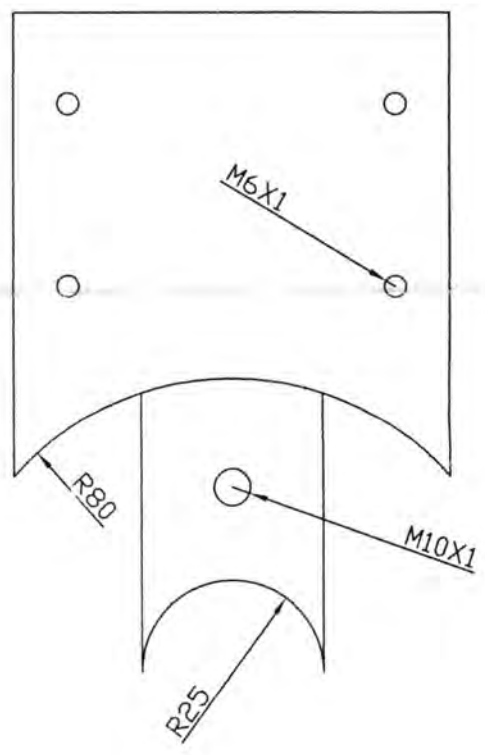
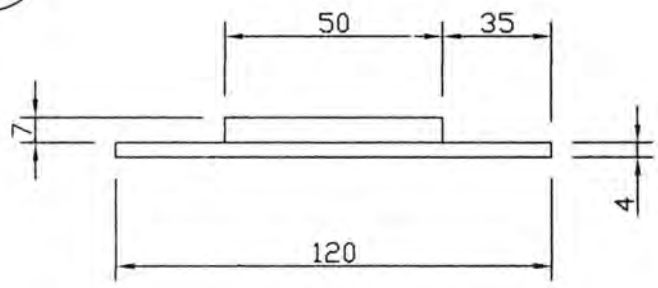
12	16	SILINDER	BESI TUANG		
NO	JML	NAMA	BAHAN	NORMA ISASI	PERINGAT

13



13	3	RODA GILA	BESI TUANG		
NO	JML	NAMA	BAHAN	NORMALISASI	PERINGKAT

15



15	2	PENUTUP PENUMPU	BESI TUANG		
NO	JML	NAMA	BAHAN	NORMALISASI	PERINGATAN
		skala : 2 : 1	digambar : widyawan & imam		KETERANGAN :