



TUGAS AKHIR - TM090340

**RANCANG BANGUN MESIN PENGUPAS BIJI KOPI DENGAN
KAPASITAS 60 KG/JAM**

**M. Nur Kholis
NRP. 2110 030 092**

**Abdul Majid
NRP.2111 030 017**

**Dosen Pembimbing
Ir. Suhariyanto, MT
NIP. 19620424 198 903 1 005**

**PROGRAM STUDI DIPLOMA III
JURUSAN TEKNIK MESIN
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2017**



TUGAS AKHIR - TM090340

**RANCANG BANGUN MESIN PENGUPAS BIJI KOPI DENGAN
KAPASITAS 60 KG/JAM**

**M. Nur Kholis
NRP. 2110 030 092**

**Abdul Majid
NRP. 2111 030 017**

**Dosen Pembimbing
Ir. Suhariyanto, MT
NIP. 19620424 198 903 1 005**

**PROGRAM STUDI DIPLOMA III
JURUSAN TEKNIK MESIN
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2017**



FINAL PROJECT - TM090340

**DESIGN AND PLANNING OF THE SYSTEM LEATHER
COFFEE BEANS PARING MACHINE WITH A CAPACITY
OF 60 KG/HOUR**

**M. Nur Kholis
NRP. 2110 030 092**

**Abdul Majid
NRP. 2111 030 017**

**Counsellor Lecture
Ir. Suhariyanto, MT
NIP. 19620424 198 903 1 005**

**D III STUDY PROGRAM
DEPARTMENT OF MECHANICAL ENGINEERING
Faculty of Industrial Technology
Sepuluh Nopember Institute of Technology
Surabaya 2017**

LEMBAR PENGESAHAN

**RANCANG BANGUN MESIN PENGUPAS
BIJI KOPI DENGAN KAPASITAS 60 KG/JAM**

TUGAS AKHIR

**Diajukan untuk memenuhi salah satu syarat
memperoleh gelar Ahli Madya**

Pada

Bidang Studi Manufaktur

Program Studi Diploma III Teknik Mesin

Fakultas Teknologi Industri

Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya

Oleh :

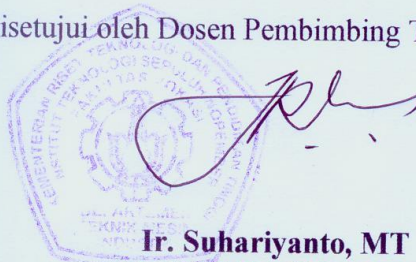
M Nur Kholis

NRP 2110.030.092

Abdul Majid

NRP 2111.030.017

Disetujui oleh Dosen Pembimbing Tugas Akhir :



**Ir. Suhariyanto, MT
NIP.19620424 198 903 1 005**

SURABAYA, MARET 2018

PERHITUNGAN DAYA DAN SISTEM TRANSMISI PADA MESIN PENGUPAS KULIT BIJI KOPI

Nama Mahasiswa : Abdul Majid / M Nur Kholis
NRP : 2111 030 017 / 2110 030 092
Jurusan : D-3 Teknik Mesin FTI –ITS
Dosen Pembimbing : Ir. Suhariyanto, MT.

ABSTRAK

Kopi merupakan bahan minuman yang memiliki aroma harum, rasa khas nikmat, serta khasiatnya yang menyegarkan badan membuat kopi banyak digemari. Banyaknya penggemar kopi menjadikan kopi salah satu bahan perdagangan dunia. Kopi juga merupakan salah satu komoditas pertanian unggulan Indonesia. Permasalahan yang dihadapi adalah petani kopi masih menggunakan alat sederhana dalam mengupas kulit biji kopi. Sasaran dari penelitian ini adalah untuk memenuhi kebutuhan mesin pengupas kulit biji kopi para petani di wilayah Wlingi, Jombang. Dengan mesin ini diharapkan dapat membantu proses pengupasan kulit biji kopi sehingga dapat meningkatkan kualitas kopi.

Tahapan dalam pembuatan mesin pengupas kulit kopi terdiri dari ide rancangan, pengumpulan data, merancang produk berupa gambar skets menjadi gambar teknik kemudian pembuatan mesin pengupas dan langkah terakhir adalah menguji keberfungsian alat kemudian menyimpulkan hasil dari alat tersebut. Pengujian dilakukan di jurusan D3 Teknik Mesin FTI-ITS. Sistem transmisi menggunakan motor AC dimana putarannya dari 1400 rpm menjadi 170 rpm dengan komponen 2 *Pulley* $D = 280$ mm dan 80 mm, v-belt jenis A No.62, 1 poros pejal $D = 20$ mm.

Hasil yang didapat dari pengujian adalah kecepatan pisau: 1,423 m/s, daya total sebesar 0,669 HP, daya pada belt 0,89 kW, nilai torsi yang didapat sebesar 0,668 Nm. Momen inersia yang didapat pada poros, pisau, *Pulley* berturut-turut 0,0012 kg.m², 0,014 kg. m², dan 0,0976 kg.m². Momen inersia total sebesar 0,1128 kg.m².

Kata kunci : kulit biji kopi, kapasitas

CALCULATION OF THE POWER AND TRANSMISSION SYSTEM LEATHER COFFEE BEANS PARING MACHINE

Name : Abdul Majid / M Nur Kholis
Student ID : 2111 030 017 / 2111030 092
Department : D-3 Mechanical Engineering FTI-ITS
Counsellor Lecture : Ir. Suhariyanto, MT.

ABSTRACT

Coffee is the beverage ingredient which has a fragrant aroma, taste delicious typical, and properties that refresh the body create much-loved coffee. Many fans of coffee made of coffee one of the ingredients of world trade. Coffee is also one of Indonesia's main agricultural commodities. Problems faced by coffee farmers still use simple tools in peeling the beans. The objective of this research is to meet the needs of machine skinner coffee bean farmers in the Wlingi, Jombang. With this engine is expected to help the process of shelling the beans so as to improve the quality of coffee.

Stages in the manufacture of leather coffee pulping machines consist of design ideas, data collection, designing products such as sketch drawings into engineering drawings and then the manufacture of spindles and the last step is to test the functioning of the appliance and then summarize the results of these tools. Tests conducted in D3 Mechanical Engineering FTI-ITS. The transmission system uses an AC motor in which the rotation of 1400 rpm to 172 rpm with a 2 component pulley $D = 280$ mm and 80 mm, v-belt type A 62, 1 solid shaft $D = 20$ mm.

The results of the testing are blade speed: 1,423 m / s, the total power of 0.669 HP, Power on the belt 0,89 kW, torque value obtained for 0.668 Nm. The moment of inertia obtained on the shaft, blade, pulley row kg.m² 0.0012, 0.014

kg. m², and 0.0976 kg.m². Moment of Inertia total of 0.1128 kg.m².

Keywords: leather coffee beans, capacity

KATA PENGANTAR

Assalamu'alaikum Wr. Wb.

Segala puji dan syukur dipanjatkan kehadirat Tuhan Yang Maha Esa yang telah melimpahkan rahmat-NYA, sehingga penyusunan tugas Akhir yang berjudul :

“RANCANG BANGUN MESIN PENGUPAS BIJI KOPI”

Laporan ini disusun sebagai salah satu persyaratan yang harus dipenuhi oleh setiap mahasiswa Program Studi D3 Teknik Mesin FTI-ITS untuk bisa dinyatakan lulus.

Dalam penyusunan Tugas Akhir ini, penulis berusaha menerapkan ilmu yang didapat selama menjalani perkuliahan di D3 Teknik Mesin. Kiranya penulis tidak akan mampu menyelesaikan Tugas Akhir ini tanpa bantuan, saran, dukungan dan motivasi dari berbagai pihak. Oleh karena itu penulis menyampaikan ucapan terima kasih yang sebesar-besarnya kepada:

1. Bapak Dr.Ir. Heru Mirmanto, MT. selaku Koordinator Program Studi Diploma D3 Teknik Mesin FTI-ITS dan selaku dosen pembimbing yang telah memberikan saran serta bimbingannya sehingga penulis mampu menyelesaikan Tugas Akhir.
2. Bapak Ir. Suhariyanto, MT. selaku dosen pembimbing dan dosen wali yang telah memberikan saran serta bimbingannya sehingga penulis mampu menyelesaikan Tugas Akhir dan bimbingannya selama kuliah di D3 Teknik Mesin FTI-ITS.
3. Bapak Ir. Denny ME Soedjono, MT. selaku Koordinator Tugas Akhir Program Studi D3 Teknik Mesin FTI-ITS.
4. Dosen Penguji yang memberikan saran dan masukan guna menyempurnakan Tugas akhir ini.
5. Bapak, Ibu dan keluarga tercinta atas kasih sayang, doa, dukungannya serta materi yang tak ada hentinya diberikan kepada penulis.

6. Teman-teman Apartemen Cak Edi yang telah memberikan motivasi dan semangat kebersamaan dalam menyelesaikan tugas akhir ini.
7. Semua teman-teman warga atau alumni angkatan 2010, 2011 atas segala pelajaran hidupnya terutama temen-temen mahasiswa.
8. Terimakasih kepada Mas Slamet bengkel Ngingas Sidoarjo yang telah membantu dalam mengerjakan alat tersebut.
9. Dan Semua pihak yang tidak dapat saya sebutkan satu persatu.

Penulis menyadari sepenuhnya, bahwa Tugas Akhir ini masih jauh dari sempurna, sehingga penulis mengharapkan adanya kritik dan saran dari berbagai pihak, yang dapat mengembangkan Tugas Akhir ini menjadi lebih baik. Akhir kata, semoga Tugas Akhir ini bermanfaat bagi pembaca dan mahasiswa, khususnya mahasiswa Program studi Sarjana Teknik Mesin FTI-ITS dan D3 Teknik Mesin FTI-ITS.

Wassalamu'alaikum Wr.Wb.

Surabaya, Januari 2017

Penulis

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL	
LEMBAR PENGESAHAN	
ABSTRAK	
KATA PENGANTAR	
DAFTAR ISI	
DAFTAR GAMBAR	
DAFTAR TABEL	
DAFTAR SIMBOL	

BAB I PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang	1
1.2 Rumusan Masalah	2
1.3 Batasan Masalah.....	2
1.4 Tujuan dan Manfaat	3
1.5 Sistematika Penulisan.....	3

BAB II DASAR TEORI

2.1 Perhitungan Torsi dan Daya Motor	5
2.2 Kecepatan Pisau.....	6
2.3 Daya Momen Inersia	7
2.4 Pemilihan Belt.....	7
2.4.1 Perencanaan Belt Dan Pulley	8
2.4.2 Daya dan Momen Perencanaan.....	13
2.4.3 Diameter Pulley Yang digerakkan	14
2.4.4 Kecepatan Keliling Pulley	16
2.4.5 Panjang Belt	16
2.4.6 Sudut Kontak	17
2.4.7 Gaya Tarik Pada Sisi Kendor dan Kencang....	18
2.4.8 Tegangan Belt	20
2.4.9 Jumlah Belt yang dibutuhkan	20
2.4.10 Tegangan maksimal yang ditimbulkan	20
2.4.11 Jumlah Putaran Belt per Detik	21
2.4.12 Umur Belt	21

2.4.13 Perhitungan Beban Pada Poros Pulley	22
2.5 Rugi – Rugi Efisiensi Sistem Transmisi.....	24
2.6 Poros	25
2.6.1 Bahan Poros	28
2.6.2 Poros dengan beban puntir.....	29
2.7 Perencanaan	
Pasak.....	32
2.7.1 Perhitungan Berdasarkan Tegangan geser.....	36
2.7.2 Perhitungan Berdasarkan Tegangan	
Kompresi	37

BAB III METODOLOGI

3.1 Diagram Alir.....	41
3.2 Penjelasan Diagram Alir.....	42

BAB IV PERENCANAAN DAN PERHITUNGAN

4.1 Perhitungan Daya	43
4.1.1 Perhitungan Daya Untuk Mengupas kopi.....	43
4.1.2 Gaya Pengupasan.....	43
4.1.3 Kecepatan Pisau.....	44
4.2 Daya Untuk Momen Inersia	45
4.3 Perhitungan Belt Dan Pulley	50
4.3.1 Daya dan Momen Perencanaan	50
4.3.2 Pemilihan Belt	51
4.3.3 Diameter Pulley	52
4.3.4 Kecepatan Keling	54
4.3.5 Panjang Belt.....	55
4.3.6 Pengecekan kembali Jarak Poros.....	55
4.3.7 Gaya- Gaya Pada Belt	56
4.3.8 Jumlah Belt.....	59
4.3.9 Tegangan Maksimum Pada Belt.....	60
4.3.10 Prediksi Umur Belt	61
4.4 Perhitungan Desain Sprocket	62
4.4.1 Perhitungan Daya Dan Torsi	62

4.4.2 Perhitungan Gaya-Gaya Yang Terjadi Pada Sprocket Gear	63
4.5 Perhitungan Poros.....	64
4.6 Perhitungan Dimensi Pasak	66
4.6.1 Tinjauan Terhadap Tegangan Geser yang Terjadi Pada Pasak.....	66
4.6.2 Tinjauan Terhadap Tegangan Kompresi yang Terjadi Pada Pasak	67
4.7 Hasil Percobaan	67
4.8 Pembahasan	69
4.9 Spesifikasi Mesin Dan Petunjuk Pengoperasian	69
BAB V KESIMPULAN DAN SARAN	
5.1 Kesimpulan.....	73
5.2 Saran	73

DAFTAR PUSTAKA
LAMPIRAN

Halaman ini sengaja dikosongkan

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Kopi merupakan bahan minuman yang memiliki aroma harum, rasa khas nikmat, serta khasiatnya yang menyegarkan badan membuat kopi banyak digemari. Banyaknya penggemar kopi menjadikan kopi salah satu bahan perdagangan dunia. Kopi juga merupakan salah satu komoditas pertanian unggulan Indonesia. Bagi petani, kopi bukan hanya sekedar minuman penyegar dan berkhasiat, tetapi juga mempunyai arti ekonomi yang cukup penting. Sejak puluhan tahun yang lalu, kopi telah menjadi sumber pendapatan bagi para petani. Lebih dari 90% tanaman kopi di Indonesia diusahakan oleh rakyat (Ditjenbun, 2012). Blitar khususnya di kecamatan Wlingi merupakan penghasil kopi robusta. Kopi robusta dampit yang tumbuh di kaki gunung semeru yang memiliki ketinggian 900mdpl. Kopi robusta dampit memiliki karakteristik biji dengan diameter rata-rat 1,2cm dengan berat rata-rata 9,4 gram dan memiliki tebal kulit rata-rata 2mm.

Meningkatnya luas lahan perkebunan kopi nasional dari tahun ke tahun membutuhkan pengolahan kopi yang lebih baik juga. Di Indonesia sebagian besar kopi yang dihasilkan dari perkebunan rakyat masih menggunakan teknologi pengolahan sederhana sehingga cenderung mengakibatkan menurunnya jumlah produksi kopi. Untuk meningkatkan produksi pertanian, proses produksi yang meliputi prapanen sampai pascapanen memerlukan dukungan berbagai sarana dan prasarana yang efektif, diantaranya adalah dukungan alat dan mesin pertanian. Salah satu proses produksi pascapanen yang memerlukan dukungan mesin pertanian adalah proses pengolahan kopi untuk pengupasan kulit kopi basah atau daging buah. Pada perkebunan rakyat Indonesia, pengolahan pengupasan kulit kopi pada umumnya masih menggunakan alat pengupas kulit kopi manual dan semi mekanis. Alat ini digerakkan oleh tenaga manusia untuk memisahkan antara kulit kopi basah dengan biji kopi sehingga memiliki keterbatasan dalam kapasitas hasilnya. Keterbatasan kapasitas hasil alat pengupas kulit kopi ini merupakan salah satu kendala dalam meningkatkan produksi kopi.

Untuk mengatasi hal tersebut maka perlu adanya suatu alat pengupas kulit kopi mekanis yaitu alat yang digerakkan oleh motor bakar. Dengan adanya alat ini diharapkan dapat meningkatkan kapasitas hasil pengupasan kulit kopi dan dapat meningkatkan produksi kopi.

1.2 Rumusan Masalah

Dari uraian singkat dan latar belakang, maka dirumuskan permasalahan sebagai berikut :

1. Berapa gaya dan daya yang akan digunakan pada mesin pengupas kulit kopi?
2. Bagaimana jenis dan bahan belt yang akan dipergunakan didalam mesin pengupas kulit kopi?
3. Berapa diameter poros dan dimensi pasak serta bahan apa yang dipakai?
4. Berapa kapasitas yang dihasilkan mesin pengupas batok kelapa pada hasil percobaan?

1.3 Batasan Masalah

Dalam rancang bangun alat ini yang diproses adalah kopi siap panen dalam keadaan masak dan dalam keadaan basah. Permasalahan yang dibahas dalam rancang bangun alat ini meliputi:

1. Rancang bangun alat ini tidak membahas biaya proses produksi.
2. Tidak membahas kekuatan rangka pada mesin pengupas kulit kopi dan tidak membahas proses pengelasan.
3. Tidak membahas vibrasi yang terjadi pada saat mesin alat pengupas kulit kopi bekerja.

1.4 Tujuan dan Manfaat

Tujuan dari pembuatan alat ini adalah :

1. Dapat mengetahui gaya dan daya yang dibutuhkan oleh mesin pengupas biji kopi.
2. Mengetahui jenis dan bahan belt yang akan dipergunakan di mesin pengupas kulit kopi.
3. Jenis mengetahui jenis poros apa yang akan dipergunakan didalam mesin pengupas kulit kopi dan jenis pasak yang akan digunakan.
4. Untuk membuat mesin pengupas kulit kopi dengan kapasitas yang di inginkan

1.5 Sistematika Penulisan

Permasalahan yang ada ini akan disajikan dengan sistematika sebagai berikut :

Bab I. PENDAHULUAN

Pada bab ini akan diuraikan mengenai latar belakang, perumusan masalah, batasan masalah, tujuan, manfaat, sistematika penyusunan .

Bab II. TINJAUAN PUSTAKA

Pada bagian ini menjelaskan mengenai penunjang serta dasar perhitungan yang merupakan faktor dalam penyusunan laporan .

Bab III. METODOLOGI

Pada bab bagian ini diuraikan mengenai konsep perencanaan dalam pembuatan alatnya, diagram alir pembuatan alatnya dan mekanisme kerja alat yang digunakan.

Bab IV. HASIL DAN PEMBAHASAN

Pada bab ini di dapat hasil perhitungan mengenai penjelasan kecepatan potong dan mekanisme alat tersebut setelah perencanaan dan pembangunan alatnya.

Bab V. KESIMPULAN

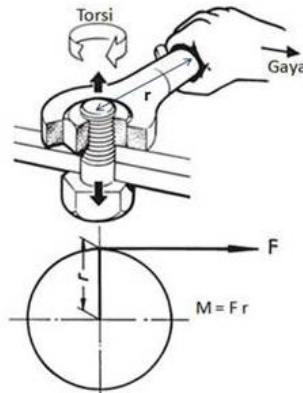
Menjelaskan atas penyelesaian masalah yang telah di selesaikan atas alat yang telah di buat.

BAB II DASAR TEORI

Dalam bab ini akan dibahas mengenai teori-teori dasar, rumusan dan konsep yang melatar belakangi perencanaan ini, yang nantinya digunakan dalam perhitungan yang berdasarkan referensi yang meliputi perencanaan elemen mesin, yaitu kapasitas mesin yang digunakan, daya yang ditransmisikan motor AC, belt, pulley dan Pasak

2.1 Perhitungan Torsi dan Daya Motor

Torsi adalah kemampuan suatu gaya menghasilkan perputaran (rotasi) benda terhadap suatu poros atau sumbu putarnya. Torsi dapat didefinisikan yaitu hasil kali antara besar gaya F dengan lengan torsi. Lengan torsi yaitu panjang garis yang ditarik dari titik poros sampai memotong tegak lurus garis kerja F .



Gambar 2.1 Arah Torsi (momen gaya)

Persamaan torsi (Momen Gaya) dapat ditulis :

$$T = F \cdot r \dots \dots \dots (2.1)$$

(R.C. Hibbeler, *Engineering Mechanics Dynamics*, Hal : 465)

Keterangan :

- T = torsi (Nm)
- r = lengan gaya (m)
- F = gaya (N)

Sehingga daya motor dapat kita hitung dengan rumus:

$$P = \frac{T \cdot n}{63000} \dots \dots \dots (2.2)$$

(Sularso, Kiyokatsu Suga; 1997.)

Keterangan :

- T = Torsi (lbf.in)
- P = Daya motor (Hp)
- n = Putaran poros (rpm)

2.2 Kecepatan Pisau

Kecepatan pisau adalah suatu harga yang diperlukan dalam menentukan kecepatan pada proses penyayatan atau pemotongan benda kerja. Harga kecepatan pisau tersebut ditentukan oleh jenis alat potong dan jenis benda kerja yang dipotong.

Rumus kecepatan pisau ditulis sebagai berikut :

$$v = \frac{\pi \cdot 2r \cdot n_1}{60 \cdot 100}$$

Keterangan :

- r = jarak sumbu poros dengan benda yang akan dikupas (cm)
- n_1 = putaran poros, direncanakan 170 rpm

Setelah gaya pengupas (F), kecepatan pisau (v) diketahui, maka sekarang dapat menghitung besarnya daya untuk mengupas biji kopi.

$$P_1 = F \cdot v \cdot z$$

Dimana : F = gaya pengupasan (N)

v = kecepatan pengupasan (m/s)

z = jumlah mata pisau

2.3 Daya Momen Inersia

Setelah torsi dan putaran (rpm) diketahui maka selanjutnya dapat diketahui besarnya daya karena momen inersia dengan rumus sebagai berikut :

$$P_2 = T \cdot \omega$$

$$P_2 = I \cdot \alpha \cdot \omega$$

Dimana : ω = kecepatan sudut (rad/s)

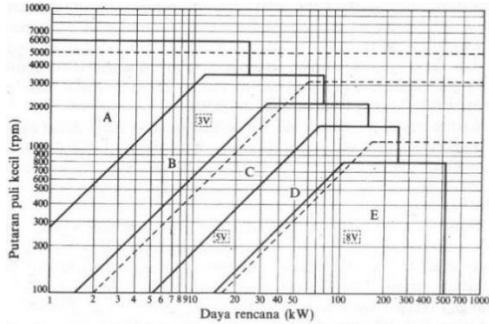
α = percepatan sudut (rad/s²)

I = momen inersia (kg· m²)

T = torsi (Nm)

2.4 Pemilihan Belt

Setelah diperoleh daya design P_d dan putaran pulley yang kecil (n), maka jenis belt yang sesuai untuk rancangan mesin yang akan dibuat dapat dicari dengan menggunakan diagram pemilihan sabuk V berikut ini.



Gambar 2.13 Pemilihan V-Belt

2.4.1 Perencanaan Belt and Pulley

Belt termasuk alat pemindah daya yang cukup sederhana dibandingkan dengan rantai dan roda gigi. Belt terpasang pada dua buah *pulley* (pule) atau lebih, pule pertama sebagai penggerak sedangkan pule kedua sebagai pule yang digerakkan.

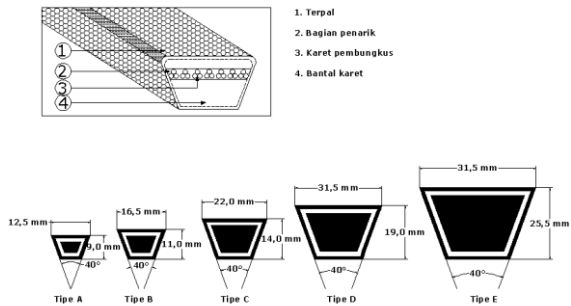


Gambar 2.3 Belt dan Pulley

Belt mempunyai sifat fleksibel sehingga memungkinkan penempatan poros pule penggerak dengan poros pule yang digerakkan dalam beberapa posisi, seperti : *open-belt drive*, *Twist-belt drive*, *Quarter-twist belt drive*, dan juga memungkinkan sekaligus memutar beberapa pule dengan hanya menggunakan satu pule penggerak belt (*belt drive many pules*).

Bila dilihat dari bentuk penampangnya, secara umum belt dibedakan menjadi 2 macam, yaitu : Belt datar atau *Flat belt* dan Belt-V atau V-belt, namun ada juga jenis belt yang berpenampang

lingkaran misalnya *starrope* dan *superstarrope*, juga ada yang permukaannya bergerigi atau gilir, misalnya *timing belt*.



Gambar 2.4 Konstruksi dan dimensi V-belt

	STARROPE® & SUPER STARROPE (Polyurethane round rope)
	PRENE V-ROPE & HEXAGONAL-ROPE (Polyurethane rope)
	FLEXSTAR® J (Untuk conveyor)
	FLEXSTAR®
	FLEXSTAR® J (Untuk conveyor)
	Flat Belt (Untuk mesin pengangkutan / lifter)

Gambar 2.5 Starrope, Prene V-rope, Flexstar dan Flat belt

	HEXAGONAL V-Belt
	Orange label Raw Edge COGGED V-Belt (Penggunaan untuk mesin pertanian)
	SUPER GOLD 1000 Raw Edge COGGED V-Belt (Penggunaan untuk mesin pertanian)
	Raw Edge MULTI-PLY V-Belt (Penggunaan untuk automotive)
	Raw Edge COGGED V-Belt (Automotive use)

Gambar 2.6 Hexagonal dan Raw Edge

	Raw Edge COGGED VARIABLE SPEED-Belt
	e-POWER® Belt Cogged Type)
	RIBSTAR Belt G & RIBSTAR U Rubber & Polyurethane)
	POLYMAX Belt Wide-angle polyurethane V-belt)
	MB Belt (Untuk mesin jahit)

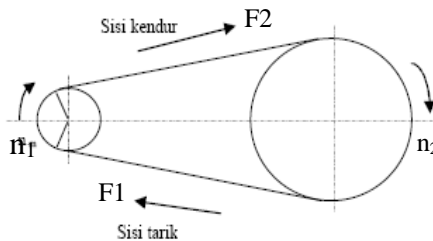
Gambar 2.7 Raw Edge, Ribstar, Polymer dan MB belt

Sebagian besar belt yang digunakan adalah V-belt karena mudah penanganannya dan harganya murah. Kecepatan belt dapat direncanakan 10 s/d 20 m/s (pada umumnya), dan maksimum bisa 25 m/s. Daya maksimum yang dapat ditransmisikan bisa mencapai 500 kW atau 670 HP.

	SUPER TORQUE Timing Belt (Penggunaan umum)
	MEGA TORWUE G & U (Penggunaan untuk Heavy Duty)
	TIMING BELT G (Penggunaan untuk umum)
	TIMING BELT U (Penggunaan umum : terbuat dari polyurethane)
	GREEN ECO ®

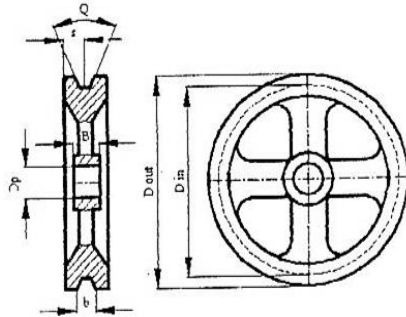
Gambar 2.8 Timing belt

Adapun perencanaan transmisi daya yang digunakan pada mesin power hammer adalah 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 bentuk trapesium karena transmisi ini tergolong sederhana serta lebih murah dibandingkan dengan penggunaan transmisi yang lain :



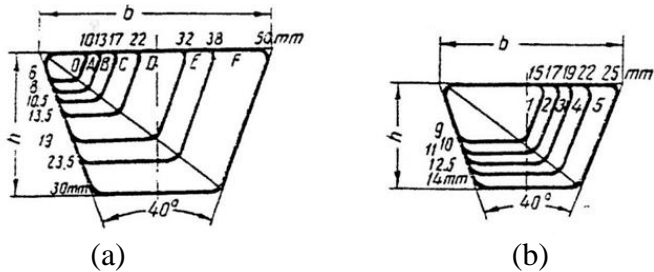
Gambar 2.9 Transmisi belt dan pulley

Untuk Menghitung dimensi *pulley* perlu diketahui gambar dan keterangan pulley sebagai berikut:

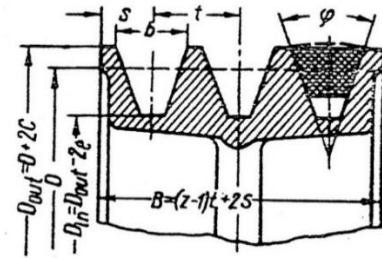


Gambar 2.10 Dimensi pulley

Salah satu contoh bentuk pulley untuk V-belt dapat dilihat pada gambar di bawah ini, ukuran-ukuran seperti : e , c , s , β dan b dapat dilihat pada gambar 2.11. Bagian-bagian yang bersentuhan antara belt dan pulley adalah bagian sisi belt. Bentuk dan jumlah alur berdasarkan ukuran dan jumlah belt. Ukuran "groove"-nya diharapkan menjaga agar belt pada bagian bawahnya tidak saling bersentuhan atau terlalu berjalar keluar.



Gambar 2.11 Dimensi beberapa tipe dari V-belt (a) Jenis Belt : O, A, B, C, D, E dan F (b) Jenis Belt : 1, 2, 3, 4, dan 5
(Sumber : Dobrovolsky, 1985:217)



Gambar 2.12 Bentuk pulley untuk V-belt (sudut Groove ϕ atau β)

2.4.2 Daya dan Momen Perencanaan

Daya rencana dihitung dengan mengalikan daya yang akan diteruskan dengan faktor koreksi

$$P_d = P \cdot f_c \dots\dots\dots (2.3)$$

(Sularso, Kiyokatsu, 1978: *Dasar Pemilihan dan Penelitian Elemen Mesin*, Hal 166)

Keterangan :

P_d = Daya rencana (kW)

P = Daya (kW)

f_c = faktor koreksi

Hubungan antara daya dan torsi dapat dilihat melalui rumus rumus di bawah ini:

- a) Torsi mempunyai satuan lbf.in dan daya satuannya HP

$$T = 63.025 \frac{P}{n}$$

(Collins Jack A, 2003 : 180)

Keterangan:

T = Torsi (lbf.in)

P = daya (HP)

n = putaran poros (rpm)

- b) Torsi satuannya kg.cm dan Daya satuannya HP

$$T = 71.620 \frac{P}{n}$$

(dobrovolsky, 1985 : 401)

Keterangan:

T = Torsi (kg.cm)
P = daya (HP)
n = putaran poros (rpm)

c) Torsi satuannya kgf.mm dan Daya satuannya kW

$$T = 9,74 \cdot 10^5 \frac{P}{n} \dots\dots\dots (2.4)$$

(Sularso, Dasar perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, 1997 : 7)

Keterangan:

T = Torsi (kgf.mm)
P = daya (kW)
n = putaran poros (rpm)

d) Torsi satuannya N.m dan Daya satuannya HP

$$T = 9549 \frac{P}{n}$$

(deutschman, 1983:334)

Keterangan:

T = Torsi (N.m)
P = daya (HP)
n = putaran poros (rpm)

Persamaan diatas menyatakan hubungan antara torsi dan daya dengan berbagai macam satuan, bila yang diinginkan torsi perencanaan T_d , maka daya yang di pakai adalah daya perencanaan (P_d).

2.4.3 Diameter Pulley yang digerakkan

Pulley untuk belt mempunyai beberapa bagian, yaitu : "rim" roda tempat belt, "spokes" ruji – ruji atau bentuk lempengan, "hub" atau naaf. Pule dibedakan atas bentuknya dan permukaan rim-nya. Bentuk rim disesuaikan dengan tipe belt dan kondisi operasinya. Diameter pulley yang terlalu kecil akan memperpendek umur sabuk. Dalam *tabel 2.1* telah diberikan

diameter pulley minimum yang diizinkan dan dianjurkan menurut sabuk yang bersangkutan.

Tabel 2.1 Diameter pulley yang diizinkan dan dianjurkan (mm)

Tippe Belt	A	B	C	D	E	3V	5V	8V
Diameter minimum yg diizinkan (mm)	65	115	175	300	450	67	180	315
Diameter minimum yg dianjurkan (mm)	95	145	225	350	550	100	224	360

(Sumber : Sularso, 2004 : 186)

Untuk menurunkan putaran maka dipakai rumus perbandingan reduksi i ($i > 1$).

$$\frac{n_1}{n_2} = i = \frac{d_2}{d_1} \dots\dots\dots (2.5)$$

Maka dapat dihitung diameter pulley yang digerakkan :

$$d_2 = i \cdot d_1$$

(Sularso, Kiyokatsu, 1978: Dasar Pemilihan dan Penelitian Elemen Mesin, Hal 166)

Keterangan :

- I = Perbandingan reduksi
- n_1 = Putaran pulley penggerak (*rpm*)
- n_2 = Putaran pulley yang digerakkan (*rpm*)
- d_1 = Diameter pulley penggerak (*mm*)
- d_2 = Diameter pulley yang digerakkan (*mm*)

2.4.4 Kecepatan Keliling Pulley

Dalam hal ini kecepatan keliling (v) juga dapat dihitung menggunakan diameter maupun radius keliling belt, dengan putaran belt (dalam rpm), secara matematis sebagai berikut:

$$v = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60 \cdot 1000} \dots\dots\dots (2.6)$$

(Sularso, Kiyokatsu, 1978: Dasar Pemilihan dan Penelitian Elemen Mesin, Hal 166)

Keterangan :

- v = Kecepatan (m/s)
- d_1 = Diameter pulley penggerak (mm)
- n_1 = Putaran per menit (rpm)

2.4.5 Panjang Belt

Bila diameter pulley D1 dan D2, sedangkan jarak antar poros pulley adalah C, seperti ditunjukkan oleh gambar dibawah ini, maka secara matematis panjangnya belt dapat dinyatakan dengan persamaan:

$$L = 2 \cdot C + \frac{\pi}{2} (d_2 + d_1) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4 \cdot C} \dots\dots\dots (2.7)$$

(Sularso, Kiyokatsu, 1978: Dasar Pemilihan dan Penelitian Elemen Mesin, Hal 166)

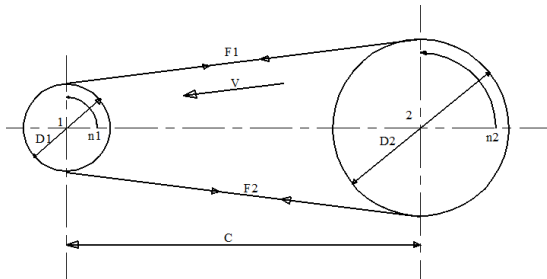
Keterangan :

- L = Panjang belt (mm)
 - C = Jarak antar poros (mm)
 - d_2 = Diameter pulley yang digerakan (mm)
 - d_1 = Diameter pulley penggerak (mm)
 - c = 1,5 sampai 2 kali pulley besar.
- (Machine Design Databook.pdf, Chapter 21.34)

Dalam perdagangan terdapat bermacam-macam ukuran belt, namun untuk mendapatkan ukuran belt yang panjangnya sama persis dengan hasil perhitungan umumnya sulit. Bila panjang belt sudah diketahui, maka jarak kedua sumbu poros dapat dinyatakan dengan persamaan di bawah ini.

$$b = 2L - \pi(d_2 - d_1) \dots\dots\dots (2.8)$$

$$C = \frac{b + \sqrt{b^2 - 8(D_2 - D_1)^2}}{8} \dots\dots\dots (2.9)$$



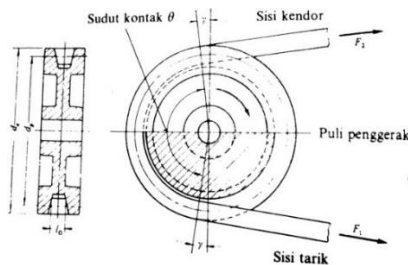
Gambar 2.14 Panjang Belt, jarak antar sumbu dan sudut kontak

2.4.6 Sudut Kontak (α)

Untuk mengetahui jumlah berapa derajat sudut kontak, dapat dihitung dengan menggunakan rumus sebagai berikut :

$$\alpha = 180^\circ - \frac{d_2 - d_1}{C} \times 60^\circ \dots\dots\dots (2.10)$$

(V, Dobrovolsky, *Machine Elements – A Textbook*, 1907 : 253)



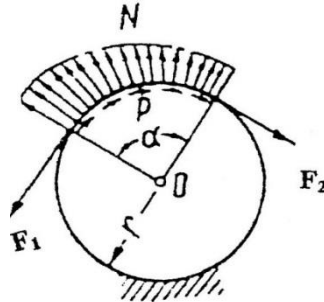
Gambar 2.15 Sudut kontak

Keterangan :

- α = Sudut kontak ($^\circ$)
- d = Diameter pulley yang digerakan (mm)
- d_1 = Diameter pulley penggerak (mm)
- C = Jarak antar poros (mm)

2.4.7 Gaya Tarik Pada Sisi Kendor dan Kencang

Perencanaan belt didasarkan atas hubungan secara analitis antara fleksibilitas belt terhadap tarikan pada belt yang melingkar pada *pulley*, yang dinyatakan dengan persamaan:



Gambar 2.16 Distribusi tarikan atau gaya pada belt

Keterangan Gambar:

- α = sudut kontak antara belt dengan pule
- F_1 = gaya tarik pada bagian yang kencang
- F_2 = gaya tarik pada bagian yang kendur
- P = distribusi tarikan / gaya
- N = gaya normal
- r = jari-jari pulley

Hubungan antara F_1 , F_2 , koefisien gesek (f) dan sudut-kontak (α) secara analitis fleksibilitas belt yang melingkar pada pulley, dapat dinyatakan dengan persamaan di bawah ini:

$$F_e = F_1 - F_2$$

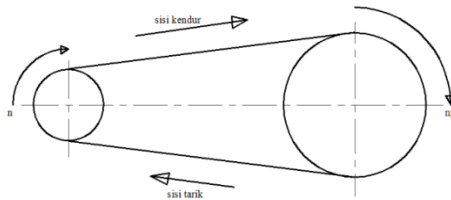
$$F_e = \frac{T_1}{r} \dots\dots\dots (2.11)$$

$$\frac{F_1}{F_2} = e^{f \cdot \alpha} = m \dots\dots\dots (2.12)$$

(Dobrovolsky, 1985:214)

Keterangan :

- F_e = Gaya efektif, selisih antara F_1 dan F_2
- f = koefisien gesek, nilainya dipengaruhi oleh temperatur kerja dan creep, diasumsikan konstan 0,3.
- m = hanya sebagai lambang saja untuk menyingkat.
- F_1 = gaya tarik belt pada bagian yang kencang (besar)
- F_2 = gaya tarik belt pada bagian yang kendur (kecil)



Gambar 2.17 Gaya Tarik pada Belt

2.4.8 Tegangan Belt

Penampang belt dapat dipilih dengan dasar tegangan yang diambil dan tegangan bending yang bekerja pada belt persatuan luas serta faktor kecepatan dan sudut kontak. Apabila seluruh beban bekerja pada belt maka tegangan yang timbul akibat beban dapat ditentukan dengan persamaan :

$$\sigma_d = 2 \cdot \varphi_o \cdot \sigma_o \dots\dots\dots (2.13)$$

(V. Dobrovolsky, *Machine Elements – A Textbook*, 1970 : 245)

Keterangan :

- φ_o = Faktor tarikan (0,7 – 0,9)
- σ_o = Tegangan awal
 untuk belt datar 18 kg/cm²
 sedangkan untuk V belt 12 kg/cm²

2.4.9 Jumlah Belt yang Dibutuhkan (z)

Dalam perencanaan belt, secara praktis biasanya terlebih dahulu ditentukan dulu tipe dari belt, sehingga didapatkan

harga a dan w dari tabel, kemudian menghitung harga σ_{do} dan σ_d , sehingga dapat dicari jumlah belt (Z).

$$Z = \frac{F_e}{\sigma_d \cdot A} \dots\dots\dots (2.14)$$

(V, Dobrovolsky, *Machine Elements – A Textbook*, 1907 : 253)

Keterangan:

A = Luas penampang

F_e = Gaya efektif

2.4.10 Tegangan maksimal yang ditimbulkan (σ_{max})

Tegangan maksimum yang terjadi ketika belt bekerja terdiri dari tegangan awal, tegangan untuk mentransmisikan daya tegangan bending dan tegangan karena gaya sentrifugal. Maka tegangan maksimum dapat dirumuskan sebagai berikut:

$$\sigma_{max} = \sigma_o + \frac{F_e}{2 \cdot Z \cdot A} + E_b \frac{h}{D_{min}} + \gamma \frac{v^2}{10 \cdot g} \dots (2.15)$$

(V. Dobrovolsky, *Machine Elements – A Textbook*, 1970 : 253)

Keterangan :

σ_o = Gaya awal, besarnya ≤ 12 (kg/cm^2)

F_e = Gaya efektif (kgf)

Z = Jumlah belt

A = Luas penampang belt (cm^2)

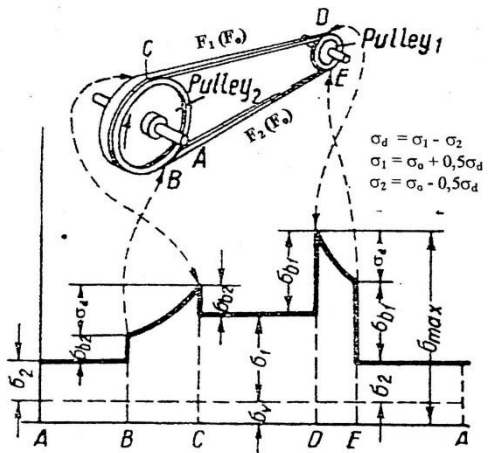
E_b = Modulus Elastisitas belt (kg/cm^2)

D_{min} = Diameter minimum pulley (mm)

γ = Berat jenis belt (kg/dm^2)

g = Gravitasi (m/s^2)

Tegangan maksimum terjadi pada bagian yang tegang yaitu pada titik D, yaitu titik awal belt memasuki pulley penggerak. Besarnya tegangan maksimum yang terjadi adalah:



Gambar 2.18 Diagram tegangan pada belt yang terjadi di berbagai tempat

2.4.11 Jumlah Putaran Belt per Detik (U)

$$U = \frac{v}{L} \dots \dots \dots (2.16)$$

(V. Dobrovolsky, *Machine Elements – A Textbook*, 1970 : 253)

Keterangan :

v = kecepatan (m/s)

L = panjang belt (m)

2.4.12 Umur Belt (H)

Ada banyak faktor yang dapat mempengaruhi umur belt, tetapi yang terpenting adalah tegangan yang berulang (*cycle stress*). Perubahan tegangan yang paling besar terjadi pada saat belt mulai memasuki pulley penggerak.

Secara umum persamaan untuk umur belt adalah:

$$\sigma_{max}^m \cdot 3600 \cdot u \cdot X \cdot H = \sigma_{fat}^m \cdot N_{base}$$

Sehingga umur belt dinyatakan dengan:

$$H = \frac{N_{base}}{3600 \cdot u \cdot X} \left(\frac{\sigma_{fat}}{\sigma_{max}} \right)^m \dots\dots\dots (2.17)$$

(v. Dobrovolsky, 1970 hal:248)

Keterangan :

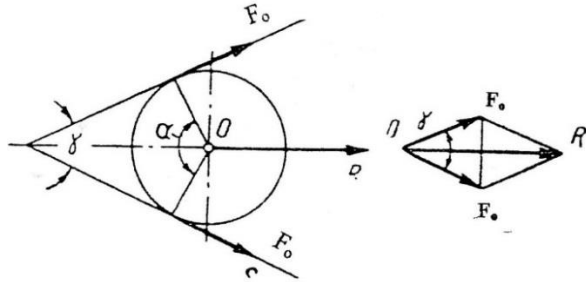
- H = umur belt (jam)
- N_{base} = basis dari fatigue test, yaitu 10⁷ cycle
- σ_{fat} = fatigue limit atau endurance limit yang berhubungan dengan N_{base} dapat dicari dari "fatigue curve" (untuk v-belt = 90 kg/cm²)
- σ_{max} = tegangan maksimum yang timbul, lihat persamaan .
- u = jumlah putaran per detik, atau sama dengan v/L
(v = kecepatan, m/s dan L = panjang belt, m)
- X = jumlah pulley yang berputar

Nilai σ_{fat} dan m ditentukan berdasarkan bahan dan tipe belt :

1. Untuk belt datar m = 5 dan untuk V-belt m = 8
(bahan terbuat dari karet dan cotton)
2. N_{base} = 10⁷ cycle, maka harga σ_{fat} adalah :
 - Untuk belt datar : σ_{fat} = 60 kg/cm² (bahan karet)
 - Untuk belt datar : σ_{fat} = 30 kg/cm² (bahan cotton)
 - Untuk V-belt : σ_{fat} = 90 kg/cm²

2.4.13 Perhitungan Beban Pada Poros Pulley

Gaya yang diterima oleh poros dari pulley, sesuai dengan besarnya tarikan dan arahnya berimpit dengan belt pada kedua sisi pulley seperti terlihat pada gambar di bawah ini.



Gambar 2.19 Diagram uraian gaya pada poros pulley

Besarnya gaya resultan **R** atau **F_R** yang bekerja pada poros dapat diselesaikan dengan teori "parallelogram" tetapi secara pendekatan dengan percobaan dapat dipakai persamaan (2.19) dengan faktor kesalahan 5 s/d 7 %, untuk belt datar dengan pengatur tarikan : $\varphi = \varphi_o \approx 0,5$ sehingga :

$$F_R = 2 \cdot F_e \cdot \sin \frac{\alpha}{2}$$

Untuk V-belt $\varphi = \varphi_o \approx 0,7$ sehingga :

$$F_R = 1,5 \cdot F_e \cdot \sin \frac{\alpha}{2} \dots\dots\dots (2.18)$$

(Dobrovolsky, 1985: 240)

2.5 Rugi – Rugi dan Efisiensi Sistem Transmisi

Kerugian transmisi daya dengan belt, ada dua, yaitu : pertama daya tidak dapat ditransmisikan 100 %, kedua timbulnya panas pada belt. Material belt seperti : karet alam, karet sintesis, campuran karet dengan bahan lain, kesemuanya itu sangat sensitif terhadap panas. Dalam keadaan normal temperatur belt sebanding dengan kerugiannya, dan besarnya kerugian ini merupakan indikasi turunnya tefisiensi. Secara keseluruhan kerugian daya yang terjadi pada transmiasi belt adalah :

1. Karena adanya rangkakan (*creep*) antara belt dan pulley.

2. Karena adanya elastis histerisis (*elastic hysteresis*) yaitu gesekan antar partikel didalam belt itu sendiri akibat tarikan, tekanan dan bending.
3. Karena tahanan udara pada belt, pulley dan idler-pulley.
4. Kerena gesekan pada bantalan pulley atau idler-pulley.

Kerugian pertama dan kedua merupakan kerugian utama, sedangkan kerugian ketiga akan diperhitungkan bila pulleynya besar.

Total kerugian karena creep (L_C) dan histerisis (L_H) adalah :

$$L_T = L_C + L_H$$

Besarnya kerugian total persatuan waktu adalah :

$$L_T = A \cdot v \cdot k_p \dots \dots \dots (2.19)$$

(Dobrovolsky, 1985: 210)

Keterangan :

- A = luas penampang belt (cm^2)
- v = kecepatan keliling belt (m/s)
- k_p = factor proporsional, yang besarnya dipengaruhi oleh :
perencanaan, struktur dan sifat belt.

L_t = Kerugian Total

Belt berputar dengan kecepatan keliling v (m/s), sambil memindahkan beban sebesar F_e (kgf), maka daya yang ditransmisikan dalam satuan HP sebesar :

$$P = \frac{F_e \cdot v}{75} \dots \dots \dots (2.20)$$

Bila daya yang ditransmisikan dalam satuan kW, maka persamaan menjadi :

$$P = \frac{F_e \cdot v}{102}$$

Dengan melihat adanya kehilangan daya sebesar L_T sesuai dengan persamaan diatas maka efisiensi transmisi sistem belt (tanpa memperhatikan tahanan udara dan gesekan pada bantalannya) adalah :

$$\eta = \frac{F_e \cdot v}{F_e \cdot v + L_T} \dots\dots\dots(2.21)$$

(Dobrovolsky, 1985: 241)

Keterangan:

- $\eta = 0,98$ untuk belt datar (open belt drive)
- $\eta = 0,95$ untuk belt datar dengan idler pule
- $\eta = 0,96$ untuk V-belt
- F_e = Gaya efektif (kgf)
- v = Kecepatan keliling belt (m/s)

2.6 Poros

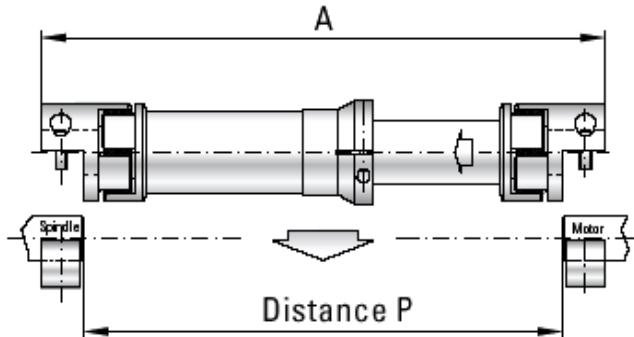
Poros merupakan salah satu elemen mesin yang sangat penting, karena hampir setiap mesin mempunyai poros. Pada sebuah mesin, poros berfungsi untuk mentransmisikan daya yang disertai dengan putaran, disamping itu juga berfungsi untuk menahan beban.

a. **Macam – macam Poros**

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

1. **Poros transmisi** (*line shaft*)

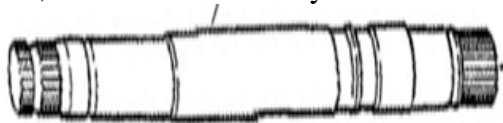
Poros ini mempunyai fungsi utama untuk mentransmisikan daya melalui kopleng, roda gigi, rantai, dan sebagainya, sehingga mendapat beban puntir dan lentur.



Gambar 2.20 line shaft

2. **Spindel** (*spindle*)

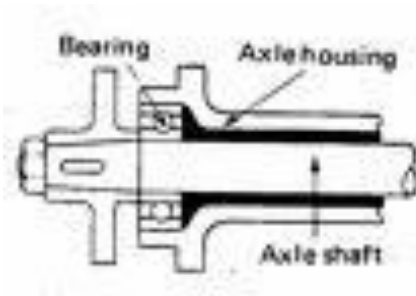
Poros yang pendek, seperti poros utama mesin perkakas, beban utamanya adalah puntir. Syarat yang harus dipenuhi poros ini adalah deformasi yang terjadi harus kecil, bentuk dan ukurannya harus teliti.



Gambar 2.21 spindle

3. **Gandar** (*axle*)

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



Gambar 2.22 axle

4. **Poros** (*shaft*)

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



Gambar 2.23 shaft

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.



Gambar 2.24 flexible shaft

2.6.1 Bahan Poros

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

Tabel 2.2. Baja paduan untuk poros

Standar dan macam	Lambang	Perlakuan panas	Kekuatan tarik (kg/mm ²)
Baja Khrom Nikel (JIS G4102)	SNC 2	-	85
	SND 3	-	95
	SNC 21	Pengerasan Kulit	80
	SNC22		100
	-	-	-
Baja Khrom Nikel Molibden (JIS G4103)	SNCM 1	-	85
	SNCM 2	-	95
	SNCM 7	-	100
	SNCM 8	-	105
	SNCM 22	Pengerasan Kulit	90
	SNCM 23		100
	SNCM 25	-	120
-	-	-	
Baja Khrom (JIS G4104)	SCR 3	-	90
	SCR 4	-	95
	SCR 5	-	100
	SCR 21	Pengerasan Kulit	80
	SCR 22		85

		-	
Baja	SCM 2	-	85
Khrom	SCM 3	-	95
Molibden	SCM 4	-	100
(JIS	SCM 5	-	105
G4103)	SCM 21	Pengerasan	85
	SCM 22	Kulit	95
	SCM 23	-	100
		-	

2.6.2 Poros dengan Beban Puntir

Pada perhitungan poros, yang akan dihitung adalah bahan dan diameternya. Tegangan yang diterima oleh poros dapat berupa : tegangan bending, tegangan torsi, tegangan kombinasi, dsb. Bila poros hanya menerima beban puntir yang besarnya konstan, maka besarnya tegangan puntir pada poros adalah momen puntir (M_t) dibagi dengan momen tahanan puntir (W_t).

$$\tau_1 = \frac{M_t}{\frac{\pi \cdot d_s^3}{16}} = \frac{5,1 \cdot M_t}{d_s^3} \leq |\tau_1| \quad (2-5)$$

Dimana :

$$M_t = 63.000 \frac{N}{n} \quad (2-6)$$

Keterangan :

M_t = Momen torsi (lbf.inch)

N = Daya yang ditransmisikan (HP)

n = Putaran poros (rpm)

D_s = Diameter poros (inch)

Tabel 2.4. Standar Baja

Nama	Standar Jepang (JIS)	Standar Amerika (AISI) Standar Inggris (BS) Standar Jerman (DIN)
Baja Karbon Kontruksi Mesin	S25C S25C S25C S25C S25C S25C S25C	AISI 1025, BS060A25 AISI 1030, BS060A30 AISI 1035, BS060A35, DIN C35 AISI 1040, BS060A40 AISI 1045, BS060A45, DIN C45 AISI 1050, BS060A50, DINSt50.11 AISI 1055, BS060A55
Baja Tempa	SF 40, 45, 50, 55	ASTM A105-73
Baja Nikel Khrom	SNC SNC22	BS 653M31 BS En36
Baja Nikel Khrom Molibden	SNCM 1 SNCM 2 SNCM 7 SNCM 8 SNCM 22 SNCM 23 SNCM 25	AISI 4337 BSS30M31 AISI 8445,BS En100D AISI 4340, BS 8171M40, 816M40 AISI 4315 AISI 4320, BS En 325 BS En39B
Baja Khrom	SCR 3 SCR 4 SCR 5 SCR 21 SCR 22	AISI 5135, BS530A36 AISI 5140, BS530A40 AISI 5145 AISI 5115 AISI 5120
Baja Khrom Molibden	SCM 2 SCM 3 SCM 4 SCM 5	AISI 4130, DIN34CrMo4 AISI 4135, DIN34CrMo4,BS708A37 AISI 4140, DIN42CrMo4,BS708M40 AISI 4145, DIN50CrMo4

2.6.3 Poros dengan beban Momen Bending dan Momen Puntir Konstan.

Poros pada umumnya meneruskan daya melalui : belt, roda gigi, rantai dan sebagainya. Dengan demikian poros tersebut mendapat beban puntir dan bending, sehingga pada permukaan porosakan terjadi tegangan geser karena momen puntir dan tegangan tarik karena tegangan bending.

Akibat gabungan tegangan bending dan momen tersebut maka tegangan maksimum yang terjadi dapat dinyatakan :

$$\tau_{max} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x}{2}\right)^2 + \tau^2} \quad (2-7)$$

$$\sigma_x = \frac{32}{\pi \cdot d \cdot s^3} \quad \text{dan} \quad \tau = \frac{16 \cdot Mt}{\pi \cdot d \cdot s^3} \quad (\text{untuk poros pejal})$$

$$\sigma_x = \frac{32 \cdot Mb}{\pi \cdot d_o^3 \left(1 - \left(\frac{d_i}{d_o}\right)^4\right)} \quad \text{dan} \quad (\text{poros berlubang})$$

$$\tau = \frac{16 \cdot Mt}{\pi \cdot d_o^3 \left(1 - \left(\frac{d_i}{d_o}\right)^4\right)}$$

(Deutschman, 1975 : 482)

Sehingga tegangan yang terjadi dan syarat aman dapat dinyatakan:

a. Pada poros pejal

$$\tau_{max} = \sqrt{\left(\frac{16 \cdot Mb}{\pi \cdot d \cdot s^3}\right)^2 + \left(\frac{16 \cdot Mt}{\pi \cdot d \cdot s^3}\right)^2} \leq \frac{\sigma_{yps}}{sf} \quad (2-8)$$

b. Pada Poros berlubang.

$$\tau_{max} = \frac{16}{\pi \cdot d_o^3 \left[1 - \left(\frac{d_i}{d_o}\right)^4\right]} \sqrt{Mb^2 + Mt^2} \leq \frac{\sigma_{yps}}{sf} \quad (2-9)$$

(Deutschman,, 1975 : 482)

Dimana :

d_s = diameter poros (inch)

d_i = diameter dalam poros yang berlubang (inch)

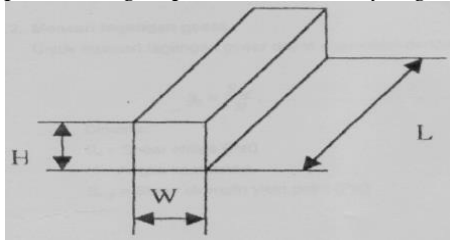
d_o = diameter luar poros berlubang (inchi)

M_b =momen bending yang diterima oleh poros
(lbf.in)

M_t =momen torsi yang diterima oleh poros (lbf.in)

2.7 Perencanaan Pasak

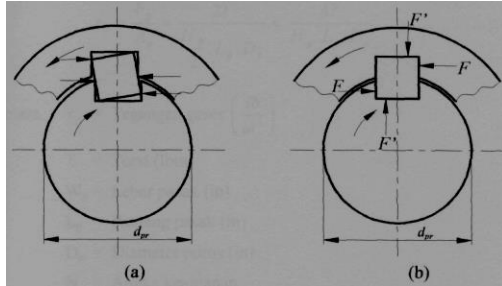
Pasak adalah bagian elemen mesin yang berfungsi untuk menyambung dan juga untuk menjaga hubungan putaran relatif antara poros dengan peralatan mesin yang lain.



Gambar 2.25 Dimensi pasak (Sularso, Dasar perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin)

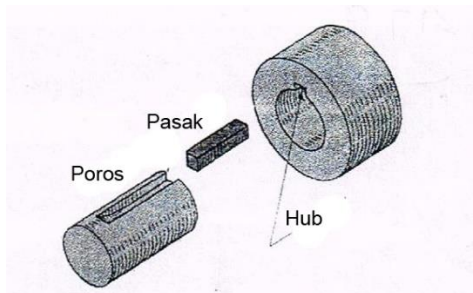
Distribusi tegangannya dapat diketahui sehingga dalam perhitungan tegangan disarankan menggunakan faktor keamanan sebagai berikut :

- $sf = 1$ untuk torsi yang tetap atau konstan
- $sf = 2,5$ untuk beban kejut kecil atau rendah
- $sf = 4,5$ untuk beban kejut yang besar terutama dengan bolak balik.

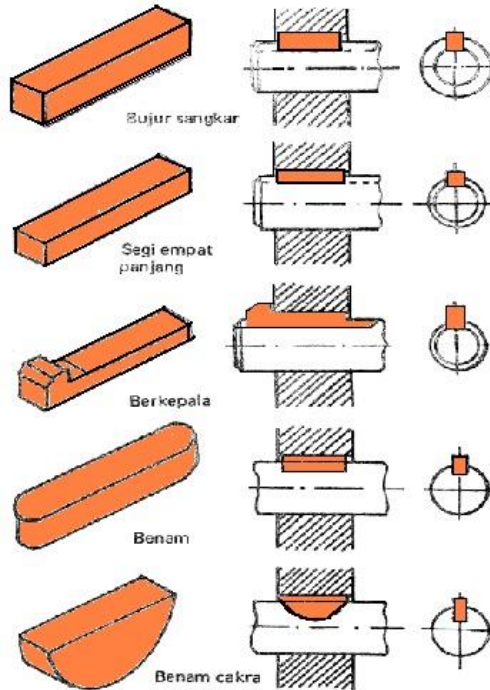


Gambar 2.26 Kedudukan pasak terhadap poros (Sularso, Dasar perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin)

Perlu diperhatikan bahwa lebar pasak sebaiknya antara 25% s/d 30 % dari diameter poros, dan panjang pasak jangan terlalu panjang dibandingkan dengan diameter poros, yaitu antara 0,75 s/d 1,5 kali dameternya. Pasak mempunyai standardisasi yang sesuai dengan desain yang dibutuhkan.



Gambar 2.27 Poros, Pasak dan Hub

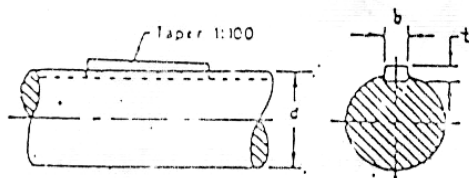


Gambar 2.28 Jenis pasak dan pemasangannya pada poros

Pada umumnya ada tiga jenis pasak yang sering digunakan dalam mesin industri, yaitu:

1. Pasak Datar Segi Empat (Standar Square Key)

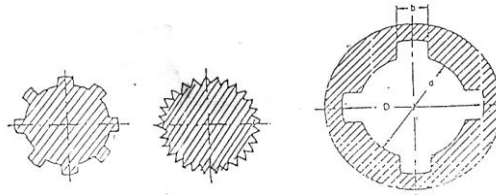
Pasak datar segi empat biasanya digunakan untuk daya yang relatif lebih kecil dibandingkan menggunakan pasak yang lain. Oleh karena itu dimensi yang digunakan pun sederhana dengan lebar (W), dan tinggi (H) yang besarnya sama, kurang lebih seperempat dari diameter poros.



Gambar 2.29 Pasak Datar Segi Empat

2. Pasak Bintang Lurus (*Splines Key*)

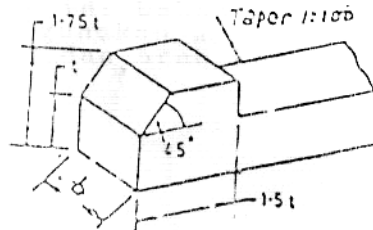
Pada pasak bintang lurus seringkali digunakan karena pasak ini banyak pemakaiannya dan bentuknya relatif sederhana, sehingga perhitungannya menjadi lebih mudah. Berdasarkan diameter luar poros (D) atau diameter dalam poros (d) maka dimensi pasak bintang lurus dapat dicari, sedangkan jumlah bintangnya bisa dipilih kemudian yang akan dihitung adalah panjang (L) dan bahan.



Gambar 2.30 Pasak Bintang Lurus

3. Pasak Berkepala (Gib Head Key)

Pasak ini digunakan biasanya untuk poros berputar bolak-balik sehingga tegangan yang dihasilkan menjadi cukup besar.

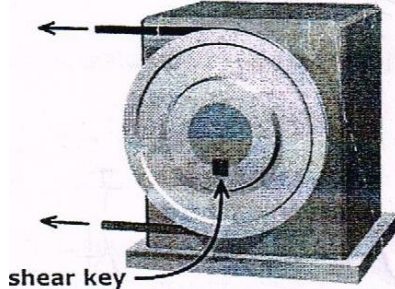


Gambar 2.31 Pasak Berkepala

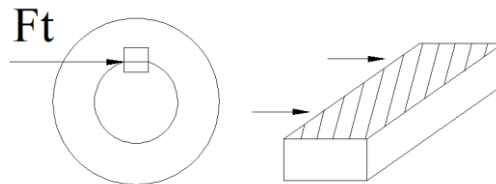
Pada perencanaan dan perhitungan kali ini digunakan pasak datar segi empat.

2.7.1 Perhitungan berdasarkan Tegangan Geser

Pada perencanaan alat ini, pasak yang digunakan adalah pasak datar segi empat. Pasak tipe ini umumnya mempunyai dimensi lebar (W) dan tinggi (H) yang besarnya sama dan kira-kira sama dengan $0,25$ diameter poros. Dari tinggi sebesar H tersebut setengahnya masuk kedalam *hub*. Gaya tangensial (F) yang bekerja pada pasak, menyebabkan tegangan geser.



Gambar 2.32 Pasak yang mendapat Tegangan Geser dan Tegangan Kompresi



Gambar 2.33 Gaya tangensial pada pasak yang terkena tegangan geser

$$\tau_s = \frac{F}{A} \text{ dimana: } F = \frac{T}{D/2} \text{ lb}$$

Keterangan :

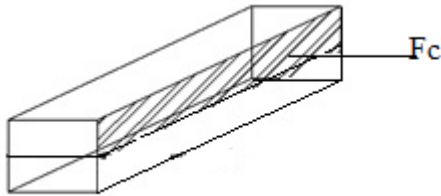
- τ_s = Tegangan geser (Pa)
- F = Gaya pada pasak (N)
- W = Lebar pasak (mm)
- L = Panjang pasak (mm)
- D = Diameter poros (mm)
- A = Luas bidang geser pada pasak = $W \times L$ = Lebar pasak (W) x panjang (L)
- K_s = Koefisien tegangan geser (0,6)
- K_c = Koefisien tegangan kompresi (1,2)

Supaya pasak aman, maka syarat yang harus dipenuhi adalah:

$$\tau_s = \frac{2T}{W.L.D} \leq \frac{K_s \cdot s_{yp}}{sf} \dots\dots\dots (2.24)$$

2.7.2 Perhitungan berdasarkan Tegangan Kompresi

Sesuai dengan syarat untuk pasak datar segi empat (square) yaitu setengah dari tinggi pasak masuk ke dalam poros dan setengahnya lagi masuk pada “hub” dan juga tinggi pasak (H) sama dengan lebarnya (W) atau (H = W), maka tegangan kompresi yang timbul akibat gaya F adalah:



Gambar 4.34 Gaya kompresi pada pasak

$$\sigma_c = \frac{F}{A} \text{ dimana: } F = \frac{T}{0,5.D}$$

σ_c = Tegangan kompresi
 A = Luas bidang geser pada pasak
 = 0,5 H x L

$$\sigma_c = \frac{2T}{0,5H.L.D} = \frac{4T}{H.L.D}$$

Supaya pasak aman, maka syarat yang harus dipenuhi adalah:

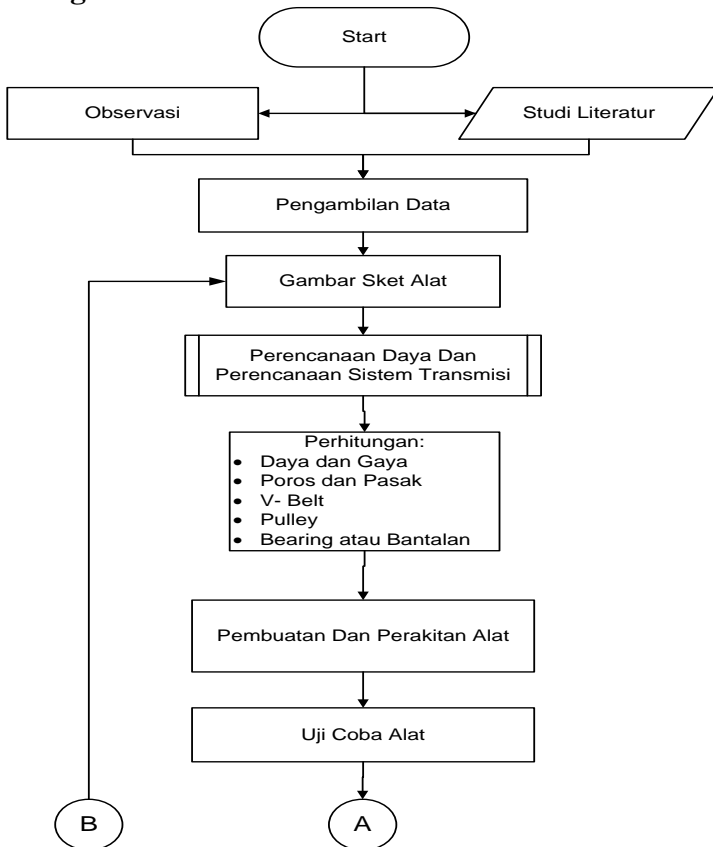
$$\sigma_c = \frac{4 \cdot T}{H \cdot L \cdot D} \leq \frac{K_c \cdot S_{YP}}{sf} \dots\dots\dots (2.25)$$

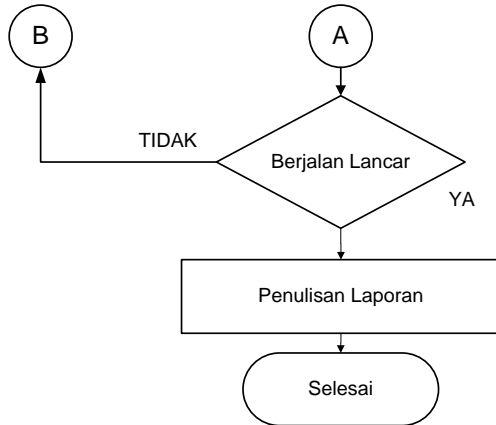
Halaman ini sengaja dikosongkan

BAB III METODOLOGI

Metode yang digunakan dalam suatu analisa atau studi harus terstruktur dengan baik sehingga dapat dengan mudah menerangkan atau menjelaskan penelitian yang dilakukan. Oleh karena itu dalam penelitian ini digunakan metode simulasi dan eksperimen yang dapat diuraikan seperti diagram alir berikut ini :

3.1 Diagram Alir

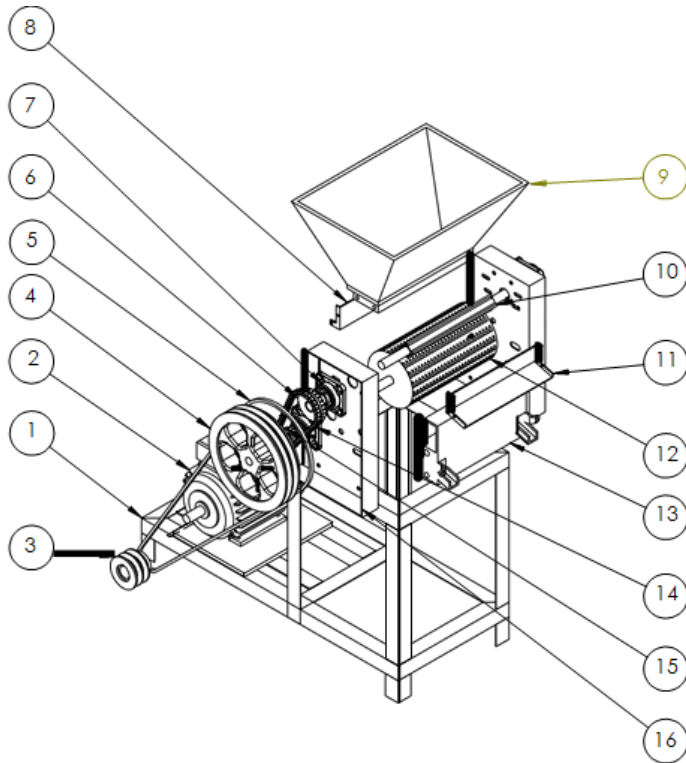




Gambar 3.1 Diagram Alir Penelitian

3.2 Penjelasan Diagram Alir

- a) Observasi
Observasi dilakukan dengan mensurvei alat-alat pengupas yang pernah ada serta mengamati mekanisme seperti alat pencacah jerami dan alat pencacah enceng gondok.
- b) Studi Literatur
Studi literature dilakukan dengan cara melakukan pencarian data-data maupun pengamatan jurnal-jurnal, buku mata kuliah yang bersangkutan, pencarian pustaka di internet.
- c) Pengambilan Data
Pengambilan data diambil dari petani kopi yang berasal dari daerah Blitar
- d) Gambar Sket Alat
Desain alat yang dimaksud adalah untuk merencanakan sebuah mesin pengupas biji kopi dengan data-data yang diperoleh dari studi literatur maupun observasi lapangan.



Gambar 3.2 Gambar Sket Alat Pengupas Biji Kopi

Keterangan Gambar :

1. Rangka Utama
2. Motor AC
3. Pulley Driver
4. Pulley Driven
5. Belt
6. Spur Gear 1
7. Bearing F 204
8. Dumper Depan
9. Hopper
10. Shaft 1
11. Dumper Belakang

12. Shaft 2
13. Dumper Out
14. Chain
15. Spur Gear 1
16. Base Frame

- e) Perencanaan Daya dan Sistem Transmisi
Pada perencanaan daya dan sistem transmisi ini dilakukan perhitungan tentang daya, gaya dan transmisi yang akan digunakan pada mesin pengupas biji kopi, meliputi *pulley* dan *belt*.
- f) Perhitungan
Pada tahap ini dilakukan perhitungan tentang poros, pasak, *belt*, *pulley* dan *bearing*/bantalan pada mesin pengupas biji kopi.
- g) Pembuatan dan Perakitan Alat
Dengan hasil perhitungan maupun observasi dilapangan pembuatan dan perakitan alat sangat diperlukan untuk mendukung terciptannya mesin pengupas biji kopi.
- h) Uji Coba Alat
Setelah alat pengupas biji kopi tercapai maka alat tersebut diuji pada sudut idealnya dengan kapasitasnya.
- i) Penulisan Laporan
Setelah semua data-data sudah didapatkan dan mesin pengupas biji kopi sudah tercapai maka yang terakhir penulisan laporan agar dapat mengetahui tujuan dari pembuatan alat tersebut.

BAB IV

PERHITUNGAN DAN PEMBAHASAN

Bab ini akan membahas tentang perhitungan dan pembahasan tentang gaya dan daya yang dibutuhkan pada mesin, poros, pasak, sprocket pada mesin. .

4.1 Perhitungan Daya

Pada sub bab ini akan dihitung besarnya daya yang diperlukan oleh mesin pengupas biji kopi.

4.1.1 Perhitungan Daya untuk Mengupas Kopi (P_1)

Besarnya daya yang dipakai untuk mengupas biji kopi dipengaruhi oleh besarnya gaya kupasan, kecepatan kupasan, dan jumlah pisau. Sedangkan ketajaman pisau sudah termasuk kedalam gaya kupasan. Maka besarnya daya dapat dihitung dengan rumus:

$$P_1 = F \cdot v \cdot Z$$

$$P_1 = F \cdot \frac{\pi \cdot 2r \cdot n}{100 \cdot 60} \cdot Z$$

Dimana: F = gaya pengupasan (N)

v = kecepatan pengupasan (m/s)

z = jumlah mata pisau

r = jarak sumbu poros dengan yang dikupas (cm)

n = Putaran (rpm)

4.1.2 Gaya Pengupasan

Besarnya gaya untuk mengupas biji kopi ini, dapat dicari secara langsung dengan percobaan.

Untuk mengetahui gaya pengupasan kacang hijau, dilakukan percobaan pada poros pengupas (diputar manual) untuk memperoleh gaya kupas.

Tabel 4.1. Data pengujian gaya atau beban pada biji kopi.

No	Percobaan	Gaya Kupasan (kgf)
1	I	3,3 kg
2	II	2,8 kg
3	III	3,5 kg
4	IV	3,6 kg
5	V	3,6 kg
	Rata-rata	3,36 kg

Hasil dari pengujian massa pada biji kopi diatas, dapat diketahui gaya atau beban sebesar 32,96 kgf (didapat dari rata-rata gaya kupas x gravitasi = 3,36 x 9,81). Setelah massa atau beban diketahui sebesar 101,34 kgf, maka besarnya gaya dalam satuan Newton adalah 323,24 N.

4.1.3 Kecepatan Pisau

Besarnya kecepatan pisau atau mesin dapat dicari dengan rumus :

$$v = \frac{\pi \cdot 2r \cdot n_1}{60 \cdot 100}$$

Dimana : r = jarak sumbu poros dengan benda yang akan dikupas (cm)

n_1 = putaran poros, direncanakan 170 rpm

$$v = \frac{\pi \cdot 2r \cdot n_1}{60 \cdot 100}$$

$$\begin{aligned}
&= \frac{\pi \cdot 2 \cdot 8 \text{ cm} \cdot 170 \text{ rpm}}{60 \cdot 100} \\
&= \frac{8540,8}{60 \cdot 100} \text{ m/s} \\
&= 1,423 \text{ m/s}
\end{aligned}$$

Setelah gaya pengupas (F), kecepatan pisau (v) diketahui, maka sekarang dapat menghitung besarnya daya untuk mengupas biji kopi.

$$P_1 = F \cdot v \cdot z$$

Dimana : F = gaya pengupasan (N)

v = kecepatan pengupasan (m/s)

z = jumlah mata pisau

$$\begin{aligned}
P_1 &= 323,24 \text{ N} \cdot 1,423 \text{ m/s} \cdot 1 \\
&= 459,97 \text{ Watt} = 459,97 \text{ Watt} \left| \frac{1 \text{ HP}}{746 \text{ watt}} \right| \\
&= 0,616 \text{ HP}
\end{aligned}$$

4.2 Daya Untuk Momen Inersial (P₂)

Besarnya daya untuk momen inersial, dapat dicari dengan rumus dibawah ini:

$$\begin{aligned}
P_2 &= T \cdot \omega \\
&= I \cdot \alpha \cdot \omega
\end{aligned}$$

Dimana : ω = kecepatan sudut (rad/s)

α = percepatan sudut (rad/s²)

I = momen inersia (kg· m²)

$$T = (I \cdot \alpha) \text{ torsi (Nm)}$$

a. Momen Inersia Poros

Benda yang mendekati bentuk poros silinde pejal diputar pada sumbunya, jadi untuk mencari besarnya momen inersi (I_{poros}) dpat dicari menggunakan rumus silinder pejal diputar pada sumbunya :

$$I_{\text{poros}} = \frac{1}{2} m \cdot r^2$$

Dimana : m = massa poros (Kg)

r = jari – jari poros (m)

$$\begin{aligned} I_{\text{poros}} &= \frac{1}{2} m \cdot r^2 \\ &= \frac{1}{2} \cdot 6 \cdot (0,02 \text{ m})^2 \\ &= 3 \cdot 4, \times 10^{-4} \\ &= 0,0012 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \end{aligned}$$

b. Momen Inersia Pisau

Benda yang mendekati bentuk pisau adalah silinder hop diputar ditengah, jadi untuk mencari besarnya momen inersia pisau (I_{pisau}) dapat dicari menggunakan rumus silinder hop diputar ditengah :

$$I_{\text{pisau}} = m \cdot r^2$$

Dimana : m = massa pisau (kg)

r = jari-jari pisau (m)

$$\begin{aligned}
 I_{\text{pisau}} &= m \cdot r^2 \\
 &= 2 \text{ kg} \cdot 0,007 \text{ m}^2 \\
 &= 0,014 \text{ kg} \cdot \text{m}^2
 \end{aligned}$$

c. Momen Inersia Puli

Benda yang mendekati puli adalah silinder berongga diputar pada sumbunya, jadi untuk mencari besarnya momen inersia puli (I_{puli}) dapat dicari menggunakan rumus silinder berongga diputar pada sumbunya :

$$I_{\text{puli}} = \frac{1}{2} \cdot m(r_2^2 + r_1^2)$$

Dimana : m = massa puli (kg)

r_1 = jari – jari puli dalam (m)

r_2 = jari – jari puli luar (m)

$$\begin{aligned}
 I_{\text{puli}} &= \frac{1}{2} \cdot m \cdot (r_2^2 + r_1^2) \\
 &= \frac{1}{2} \cdot 2\text{kg} \cdot (0,24^2 + 0,2^2)\text{m}^2 \\
 &= \frac{1}{2} \cdot 2\text{kg} \cdot (0,0576 + 0,04)\text{m}^2 \\
 &= 1 \cdot (0,0976 \text{ m}^2) \\
 &= 0,0976 \text{ kg} \cdot \text{m}^2
 \end{aligned}$$

Setelah momen inersia poros, pisau, puli diketahui maka momen inersia total (I_{total}) dapat diketahui.

$$\begin{aligned}
 I_{\text{total}} &= I_{\text{poros}} + I_{\text{pisau}} + I_{\text{puli}} \\
 &= 0,0012 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 + 0,014 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 + 0,0976 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \\
 &= 0,1128 \text{ kg} \cdot \text{m}^2
 \end{aligned}$$

Setelah momen inersia total (I_{total}) diketahui maka kecepatan sudut (ω) dapat dicari dengan rumus :

$$\omega = \frac{2\pi \cdot n_1}{60}$$

Dimana : $n_1 = 170 \text{ rpm}$

Putaran poros sudah diketahui dari perhitungan putaran mesin, maka kecepatan sudut dapat dicari.

$$\begin{aligned}
 \omega &= \frac{2\pi \cdot n_1}{60} \\
 &= \frac{2\pi \cdot 170 \text{ rpm}}{60} \\
 &= \frac{1067,6}{60} = 17,8 \text{ rad/s}
 \end{aligned}$$

Setelah kecepatan sudut (ω) diketahui besarnya maka percepatan sudut (α) dapat dicari menggunakan rumus :

$$\alpha = \frac{\omega_1 - \omega_0}{\Delta t}$$

Dimana : $\omega_0 = \text{kecepatan sudut awal (rad/s)}$

$\omega_1 = \text{kecepatan sudut saat beroperasi pada kecepatan konstan}$

Δ_t = waktu yang diperlukan dari kondisi diam sampai dengan kondisi kecepatan konstan (s)

$$\begin{aligned}\alpha &= \frac{\omega_1 - \omega_0}{\Delta_t} \\ &= \frac{17,8 \text{ rad/s} - 0}{3 \text{ s}} \\ &= 5,93 \text{ rad/s}^2\end{aligned}$$

Setelah momen inersia dan percepatan sudut diketahui maka besarnya nilai torsi (T) dapat dicari :

$$T = I \cdot \alpha$$

Dimana : I = momen inersia ($\text{kg} \cdot \text{m}^2$)

α = percepatan sudut (rad/s^2)

$$T = I \cdot \alpha$$

$$= 0,1128 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \cdot 5,93 \text{ rad/s}^2$$

$$= 0,668 \text{ Nm}$$

Setelah torsi (T), dan kecepatan sudut (ω) diketahui maka besarnya daya untuk mesin pengupas biji kopi dapat dicari :

$$P_2 = T \cdot \omega$$

$$= 0,668 \text{ Nm} \cdot 5,93 \text{ rad/s}$$

$$= 3,96 \text{ Watt} = 0,053 \text{ Hp}$$

Jadi besarnya daya total yang diperlukan adalah :

$$P = P_1 + P_2$$

Dimana : P_1 = Daya untuk mengupas batok

P_2 = Daya untuk momen inersia

$$P_{\text{total}} = P_1 + P_2$$

$$= 0,616 \text{ Hp} + 0,053 \text{ Hp}$$

$$= 0,669 \text{ Hp} \sim 1 \text{ Hp}$$

Pada mesin ini daya yang digunakan adalah 1 Hp

4.3. Perhitungan Belt dan Pulley

4.3.1 Daya dan Momen Perencanaan

Besarnya daya yang dibutuhkan mesin pengupas biji kopi adalah 1 HP atau 0,746 kW

a. Daya Perencanaan

Untuk dapat mengetahui daya perencanaan atau daya P desain P_d yang dapat dinyatakan dengan rumus sebagai berikut:

$$P_d = F_c . P$$

Dimana: F_c = factor koreksi mempunyai nilai 1,2 dengan ketentuan jumlah jam kerja perhari sebesar 3-5 jam.

$$P_d = F_c . P$$

$$P_d = 1.2 . 0,746 \text{ kW}$$

$$P_d = 0,89 \text{ kW}$$

b. Momen Perencanaan

Untuk mengetahui driver pulley dapat dilihat pada gambar 3.1, dan untuk mengetahui torsi driver pulley dapat dihitung dengan rumus seperti berikut ini:

$$T_1 = 9,74 \times 10^5 \frac{P}{n_1}$$

Diketahui: P = Daya perencanaan sebesar 0,89 kW
 n_1 = 1400 rpm diketahui dari daya motor listrik yang sebenarnya.

$$T_1 = 9,74 \times 10^5 \frac{P}{n_1}$$

$$= 9,74 \times 10^5 \frac{0,89 \text{ kW}}{1400 \text{ rpm}}$$

$$= 619,18 \text{ kgf.mm}$$

$$T_2 = 9,74 \times 10^5 \frac{P}{n_1}$$

$$= 9,74 \times 10^5 \frac{0,89 \text{ kW}}{170 \text{ rpm}}$$

$$= 5099,17 \text{ kgf.mm}$$

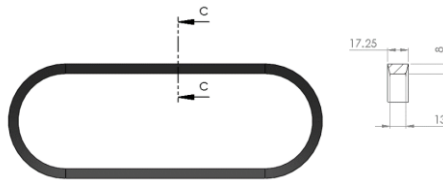
4.3.2 Pemilihan Belt

Jenis belt yang sesuai yang akan dipergunakan yaitu V-Belt karena gaya gesekan pada sabuk v-belt sangat besar sehingga dapat menghasilkan daya yang besar pada tegangan yang

relative rendah selain itu penangannya mudah dan harganya murah. (dapat dilihat dilampiran A₁), maka didapatkan jenis V-Belt tipe A dan dimensi V-Belt tipe A adalah:

Tebal (h) : 8 mm
 Lebar (b) : 13 mm

Luasan (A) : 0,81 cm²



Gambar4.1 Dimensi Bel Jenis A

4.3.3 Diameter Pulley

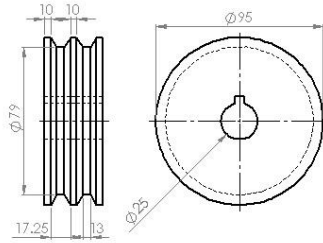
Untuk menentukan diameter puli 1 dapat dilihat pada (lampiran A₇). Berdasarkan lampiran tersebut diperoleh diameter puli 1 adalah 100mm dengan bahan besi tuang (cast iron) selanjutnya diperoleh data-data sebagai berikut ini:

Diketahui: $n_1 = 1400$ rpm diketahui dari putaran pulley penggerak

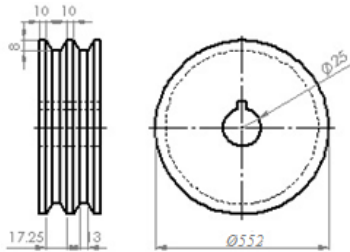
$n_2 = 170$ rpm diketahui dari daya motor listrik

Puli 1 (D_1) = 80mm

Puli 2 (D_2) = 280mm

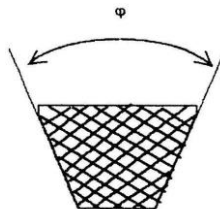


Gambar 4.2 Diameter Pulley Driver (mm)



Gambar 4.3 Diameter Pulley Driven (mm)

Untuk menjaga agar tidak terjadi jepitan belt pada pulley, maka sudut groove φ dapat dihitung seperti rumus dibawah ini:



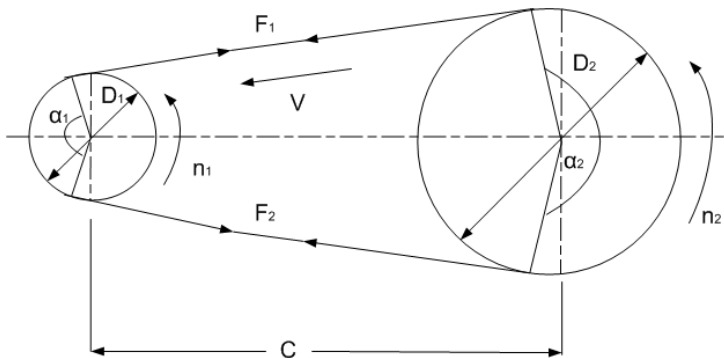
Gambar 4.4 Bentuk Sudut Groove Dari Pulley

Untuk menentukan sudut groove dapat digunakan perhitungan dengan menggunakan rumus Euler's, dengan koefisien gesek "f" = 0,3

$$\begin{aligned}\varphi &= 2 \tan^{-1} \cdot f \\ &= 2 \tan^{-1} \cdot 0,3 \\ &= 34^0\end{aligned}$$

4.3.4 Kecepatan Keliling

Kecepatan keliling pulley driver dapat dihitung dari persamaan sebagai berikut :



Gambar 4.5 Gaya-Gaya Yang Terjadi Pada Belt

Dimana : D_1 = Diameter pulley driver 80 mm
 n_1 = 1400 rpm diketahui dari daya motor listrik yang sebenarnya

$$v = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n_1}{60 \times 1000}$$

$$v = \frac{\pi \cdot 80\text{mm} \cdot 1400\text{rpm}}{60 \cdot 1000}$$

$$v = 5,86\text{m/det}$$

Dari hasil perhitungan diatas, maka kecepatan linier pulley driver dapat dikatakan aman, karena nilai v tidak lebih dari 30 m/det

4.3.5 Panjang Belt

Untuk mencari panjang belt dapat dicari dengan persamaan sebagai berikut :

$$L = 2.C + \frac{\pi}{2} \cdot (D_1 + D_2) + \frac{1}{4C} (D_2 - D_1)^2$$

Dimana $C = 450\text{ mm}$

$D_1 =$ Diameter pulley driver 80 mm

$D_2 =$ Diameter pulley driven 280 mm

Maka :

$$L = 2.C + \frac{\pi}{2} \cdot (D_1 + D_2) + \frac{1}{4C} (D_2 - D_1)^2$$

$$L = 2.450\text{mm} + \frac{\pi}{2} \cdot (80\text{mm} + 280\text{mm}) + \frac{1}{4.450\text{mm}} (280\text{mm} - 80\text{mm})^2$$

$$L = 1474,46\text{mm}$$

Jadi dari tabel dimensi belt lampiran 1 A₄ dapat dipilih belt yang sesuai dengan pasaran dengan panjang 1474,46 mm.

4.3.6 Pengecekan Kembali Jarak Poros

Dari hasil yang diperoleh dari perhitungan panjang belt diatas, maka jarak poros dapat dihitung menggunakan rumus dibawah sebagai berikut :

$$C = \frac{b + \sqrt{b^2 - 8(d_2 + d_1)^2}}{8}$$

Dimana :

$$\begin{aligned} b &= 2.1465 \text{ mm} - \pi (d_2 + d_1) \\ &= 2930 \text{ mm} - 3,14 (280 \text{ mm} + 80 \text{ mm}) \\ &= 3930 \text{ mm} - 1131 \text{ mm} \\ &= 2799 \text{ mm} \end{aligned}$$

Jadi :

$$C = \frac{2799 + \sqrt{(2799)^2 - 8(280 + 80)^2}}{8} \text{ mm}$$

$$C = \frac{2799 + \sqrt{7834401 - 1036800}}{8} \text{ mm}$$

$$C = \frac{2799 + \sqrt{6797601}}{8} \text{ mm}$$

$$C = \frac{2799 +}{8} \text{ mm}$$

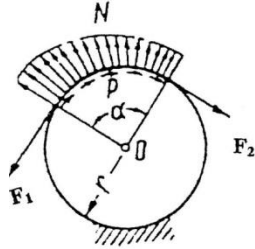
$$C = 476.6 \text{ mm}$$

Maka jarak antara poros dengan hasil asumsi sementara mendekati yaitu 476,6 mm

4.3.7 Gaya – Gaya Pada Belt

a. Gaya Tarik Efektif

Perhitungan gaya yang akan dipindahkan dari pulley penggerak ke pulley yang digerakan sebesar dari perencanaan daya dan kecepatan keliling belt yaitu :



Gambar 4.6 Distribusi Tarikan Atau Gaya Pada Belt

Dimana: $P_d = 0,89 \text{ kW}$
 $v = 5,86 \text{ m/s}$

Maka :
$$F_e = \frac{102 \cdot P_d}{v}$$

$$F_e \text{ pada pulley 2}$$

$$F_e = \frac{102 \cdot 0,89 \text{ kW}}{5,86 \text{ m/s}}$$

$$F_e = 15,5 \text{ kgf}$$

b. Sudut Kontak

Sudut kontak yang terjadi antara belt terhadap driver pulley dan driven pulley dapat dihitung dengan persamaan sebagai berikut :

$$\alpha = 180^\circ - \frac{D_2 - D_1}{C} \cdot 60^\circ$$

Dimana: $D_1 = \text{Diameter pulley driver } 80 \text{ mm}$
 $D_2 = \text{Diameter pulley driven } 280 \text{ mm}$
 $C = \text{Jarak poros } \text{ mm}$

Maka :

$$\alpha = 180^\circ - \frac{280\text{mm} - 80\text{mm}}{476,6\text{mm}} \cdot 60^\circ$$

$$\alpha = 134,6^\circ$$

Jadi sudut kontak yang terjadi sebesar $134,6^\circ$

Dimana $1 \text{ rad} = 57,32$ sehingga :

$$\alpha = \frac{134,6^\circ}{57,32}$$

$$\alpha = 2,35\text{rad}$$

c. Gaya Tarik Belt Pada Sisi Kendor Dan Kencang

Sehingga gaya tarik pada belt dapat diketahui dengan persamaan :

$$F_e = F_1 - F_2$$

Dimana :

$$\frac{F_1}{F_2} = e^{\mu \cdot \alpha}$$

Dimana :

F_e = Gaya efektif, selisih antara F_1 dan F_2

F_1 = Gaya tarik pada sisi kencang

F_2 = Gaya tarik pada sisi kendor

μ = koefisien gesek (0,3 untuk rubber)

α = Sudut kontak (rad)

e = Bilangan natural

F_e pada pulley dapat dihitung dengan rumus berikut:

Koefisien gesek (μ) = 0,3 dari table (lampiran A11)

$$\frac{F_1}{F_2} = e^{0,3 \cdot 2,15} = 3$$

$$F_1 = 3 \cdot F_2$$

Dimana :

$$F_e = F_1 - F_2$$

$$F_e = 3F_2 - F_2 = 2 \cdot F_2$$

$$15,5 \text{ kgf} / 2F_2$$

$$F_2 = 7,75 \text{ kgf}$$

Jadi gaya tarik pada sisi kendor (F_2) = 21,85 kgf

$$F_1 = 3 \cdot F_2$$

$$F_1 = 3 \cdot 7,75 \text{ kgf}$$

$$F_1 = 23,25 \text{ kgf}$$

Jadi gaya tarik pada sisi kencang (F_1) = 23,25 kgf

4.3.8 Jumlah Belt

a. Perhitungan Tegangan Yang Timbul Akibat Beban

Untuk menghitung tegangan akibat beban yang terjadi maka dapat dilakukan dengan perhitungan berikut:

σ_0 untuk V Belt sebesar 12 kg/cm^2

ϕ_0 untuk V Belt (0,7 – 0,9) dipilih 0,7

$$\sigma_d = 2 \cdot \phi_0 \cdot \sigma_0$$

$$= 2 \cdot 0,7 \cdot 12 \text{ kg/cm}^2$$

$$= 16,8 \text{ kg/cm}^2$$

Jadi tegangan yang timbul akibat beban pada belt adalah sebesar $16,8 \text{ kg/cm}^2$

b. Jumlah Belt Yang Dibutuhkan (z)

Dari perhitungan tegangan efektif yang timbul akibat beban diatas, maka dapat dicari jumlah belt yang akan dipakai, dengan menggunakan rumus dan perhitungan sebagai berikut :

$$z = \frac{F_e}{\sigma d \cdot A}$$

$$z = \frac{15,5 \text{ kgf}}{16,8 \text{ kg/cm}^2 \cdot 0,81 \text{ cm}^2}$$

$$z = 0,92 \text{ belt}$$

Maka dari hasil perhitungan diatas, jumlah belt yang dibutuhkan hanya 1 belt.

4.3.9 Tegangan Maksimum Pada Belt

Tegangan maksimum pada belt yang ditimbulkan pada pulley driver dan pulley driven, dapat dicari menggunakan persamaan (2.5.10) sebagai berikut :

$$\sigma_{\max} = \sigma_o + \frac{F_t}{2 \cdot Z \cdot A} + E_b \frac{h}{D_{\min}} + \gamma \frac{v^2}{10 \cdot g}$$

Dimana: σ_o = Gaya awal, besarnya $\leq 12 \text{ kg/cm}^2$

h = Tebal belt (0,08cm)

F_t = Gaya tangensial = F_e (10,4 kgf)

Z = Jumlah belt

A = Luas penampang belt (0,8 cm²)

E_b = Modulus Elastisitas belt (1200 kg/cm² dari tabel lampiran A₉)

D_{\min} = Diameter minimum pulley (8,0cm)

γ = Berat jenis belt (1,5 kg/dm³ dari tabel lampiran A₉)

g = Gravitasi (9,81m/s²)

$v =$ kecepatan keliling 5,86 m/s

Sehingga :

$$\begin{aligned}\sigma_{\max} &= 12 \text{ kg/cm}^2 + \frac{10,4 \text{ kgf}}{2.2.0,8 \text{ cm}^2} + 1200 \text{ kg/cm}^2 \frac{0,08 \text{ cm}}{9,5 \text{ cm}} + 1,5 \text{ kg/dm}^3 \frac{(5,86 \text{ m/s})^2}{10,9,81 \text{ m/s}^2} \\ &= 25,88 \text{ kg/cm}^2\end{aligned}$$

Jadi tegangan maksimum yang ditimbulkan oleh belt sebesar 25,88 kg/cm²

4.3.10 Prediksi Umur Belt

Setelah mengetahui seluruh hasil perhitungan diatas, Umur belt dapat diprediksi dengan menggunakan persamaan sebagai berikut :

$$H = \frac{N_{base}}{3600.U.X} \left[\frac{\sigma_{fat}}{\sigma_{max}} \right]^m$$

Dimana :

$H =$ Umur belt (jam)

$N_{base} =$ Basis dari *fatigue test* yaitu 10^7 cycle

$\sigma_{fat} =$ Fatigue limit (untuk V-belt = 90 kg/cm^a)

$\sigma_{max} =$ Tegangan max. Yang ditimbulkan dari operasi belt.

$X =$ Jumlah pulley yang berputar

$m = 8$ untuk belt jenis V-belt

$U =$ Jumlah putaran *belt* per detik.

Untuk mengetahui jumlah putaran belt per detiknya dapat digunakan rumus sebagai berikut :

$$U = \frac{V}{L}$$

$$U = \frac{5,86m/detik}{1,465m}$$

$$U = 4,013 \text{ putaran/detik}$$

L = panjang belt

Sehingga :

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

$$H = \frac{10^7}{3600 \cdot 4,013 \text{ put/s} \cdot 2} \left[\frac{90kg/cm^2}{25,88kg/cm^2} \right]^8$$

$$H = \frac{10^7}{14446,8} [3,47]^8 \text{ jam}$$

$$H = 145500,34 \text{ jam}$$

4.4 Perhitungan Desain Sprocket

4.4.1 Perhitungan Daya dan Torsi

Bahan dan ukuran sprocket direncanakan sebagai berikut:

$$d_p = 48 \text{ mm}$$

$$\theta_n = 20^\circ$$

$$\psi = 21,5^\circ$$

$$w = 0,73 \text{ kgf}$$

Perbandingan jumlah gigi roda gigi pinion dan gear adalah 15:26, dengan demikian putaran gear adalah:

$$n_g = \frac{Ntp.n_p}{Ntg}$$

$$= \frac{15.172rpm}{26}$$

$$= 99,2 \text{ rpm}$$

$$d = \frac{Ntg}{P}$$

$$P = \frac{Ntg}{d}$$

$$= \frac{26}{48 \text{ mm}}$$

$$= 0,541 \text{ mm}$$

4.4.2 Perhitungan Gaya-Gaya Yang Terjadi Pada Sprocket Gear

Untuk dapat mengetahui gaya normal, aksial, radial, dan tangensial yang terjadi pada Sprocket gear harus mencari besaran torsi yang dihasilkan oleh gear tersebut dengan menggunakan rumus:

$$T_g = 63000 \times \frac{N}{n_g}$$

$$= 63000 \times \frac{0,6 \text{ HP}}{99,2 \text{ rpm}}$$

$$= 381,04 \text{ lbf.in}$$

$$= 381,04 \text{ lbf.in} \times \frac{4,45 \text{ N}}{1 \text{ lbf}} \times \frac{0,0254 \text{ m}}{1 \text{ in}}$$

$$T_g = 43 \text{ N.m}$$

Torsi yang telah ditransfer oleh gear dengan ratio sebesar 15:26 adalah sebesar 43 Nm.

Maka gaya tangensial pada gear adalah:

$$T_g = F_t \cdot \frac{d_p}{2}$$

$$43 \text{ N.m} = F_t \cdot \frac{0,048 \text{ m}}{2}$$

$$43 \text{ N.m} = F_t \cdot 0,024 \text{ m}$$

$$F_t = \frac{43 \text{ Nm}}{0,024 \text{ m}}$$

$$= 1791 \text{ N}$$

Mencari gaya normal yang terjadi pada sproket gear menggunakan persamaan:

$$F_t \cdot \tan \theta = F_n \cdot \sin \theta_n$$

$$1791 \text{ N} \cdot \tan 21,35^\circ = F_n \cdot \sin 20^\circ$$

$$1791 \text{ N} \cdot 0,391 = F_n \cdot 0,342$$

$$700,3 \text{ N} = F_n \cdot 0,342$$

$$F_n = \frac{700,3 \text{ N}}{0,342}$$

$$F_n = 2047 \text{ N}$$

Mencari gaya radial yang terjadi pada sproket gear menggunakan persamaan berikut:

$$F_r = F_t \cdot \tan \theta$$

$$= 1791 \text{ N} \cdot \tan 21,35^\circ$$

$$= 1791 \text{ N} \cdot 0,391$$

$$= 700,3 \text{ N}$$

4.5 Perhitungan Poros

Pada perhitungan poros, besarnya diameter poros dapat dihitung dengan rumus:

$$\tau_+ = \frac{Mt}{Wt} = \frac{Mt}{\frac{\pi \cdot d^3}{16}} = \frac{16 \cdot Mt}{d^3} = \frac{5,1 \cdot Mt}{d^3}$$

Berdasarkan rumus diatas perlu dihitung momen torsi dengan menggunakan rumus :

$$Mt = 63.000 \frac{N}{N_2}$$

Dimana : N = 1 Hp

$$N_2 = 170 \text{ rpm}$$

$$Mt = 63.000 \frac{N}{N_2}$$

$$= 63.000 \frac{1\text{Hp}}{170\text{rpm}}$$

$$= 370 \text{ lbf} \cdot \text{in} = 41,8\text{Nm}$$

$$\tau_{\max} = \frac{M_t}{\frac{\pi \cdot d^3}{16}} = \frac{300\text{lbf} \cdot \text{in}}{\frac{\pi \cdot 5,08^3\text{in}}{16}}$$

$$= \frac{0,898}{16}$$

$$= 0,056 \text{ lbf}$$

Agar perencanaan aman, maka besarnya tegangan puntir harus lebih kecil :

$$\begin{aligned} \frac{5,1 \cdot Mt}{d^3} &\leq \frac{k_s \cdot \sigma_{yp}}{sf} \\ D &\geq \sqrt[3]{\frac{5,1 \cdot Mt \cdot sf}{k_s \cdot \sigma_{yp}}} \\ &\geq \sqrt[3]{\frac{5,1 \cdot 41,8 \cdot 3}{0,7 \cdot 49}} \\ &\geq \sqrt[3]{\frac{639,54}{34,3}} \\ &\geq \sqrt[3]{18,64} \\ &\geq 2,65 \text{ in} \\ &\geq 6,731 \end{aligned}$$

4.6 Perhitungan Dimensi Pasak

Pada sub bab ini akan dihitung dan direncanakan dimensi pasak. Yaitu panjang (L), tinggi (H), dan lebar (W).

4.6.1 Tinjauan terhadap tegangan geser yang terjadi pada pasak.

Berdasarkan tegangan geser, maka panjang dapat dihitung :

$$L \geq \frac{2T \cdot sf}{W \cdot d \cdot S_{yp} \cdot k_s}$$

Dimana : T = Torsi 5099,17kgf.mm = 50Nm

sf = 2

W = 6mm = 0,006m (dilihat pada tabel A-1.)

Bahan pasak direncanakan ST 40

$$K_s = 0,7$$

$$S_{yp} = 28,4 \frac{\text{kgf}}{\text{mm}^2} = 278,604 \cdot 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

$$K_s = 0,7$$

Maka :

$$L \geq \frac{2T \cdot sf}{W \cdot d \cdot S_{yp} \cdot k_s}$$

$$L \geq \frac{2 \cdot 50 \text{ Nm} \cdot 2}{0,006\text{m} \cdot 0,02\text{m} \cdot 278,604 \cdot 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \cdot 0,7}$$

$$L \geq 8,54 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$L \geq 0,85\text{cm}$$

4.6.2 Tinjauan terhadap tegangan kompresi yang terjadi pada pasak.

Berdasarkan tegangan kompresi, maka panjang dapat dihitung

$$L \geq \frac{4T \cdot sf}{H \cdot d \cdot \sigma_{yp} \cdot k_c}$$

Dimana : T = Torsi (sama dengan torsi di poros)

$$sf = 2$$

$$K_c = 1,2$$

$$L \geq \frac{4T \cdot sf}{W \cdot d \cdot S_{yp} \cdot k_c}$$

$$L \geq \frac{4 \cdot 50Nm \cdot 2}{0,006m \cdot 0,02m \cdot 278,604 \cdot 10^6 \frac{N}{m^2} \cdot 1,2}$$

$$L \geq 9,97 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$L \geq 0,97\text{cm}$$

Jadi panjang pasak minimum adalah 0,97cm

4.7 Hasil Percobaan

Setelah mesin pengupas biji kopi selesai, kemudian penulis melakukan percobaan. Dimulai dari persiapan 0,5 menit, pemotongan 1 menit, dan pengambilan hasil 0,5 menit. Dibawah ini adalah hasil percobaan dengan menggunakan mesin pencacah tersebut.

Tabel 4.2 Hasil Pengupasan Biji Kopi pada Mesin

No	Kapasitas kg/s	Waktu percobaan (s)
1	1kg	62 detik
2	1kg	58 detik
3	1kg	59 detik
4	1kg	61 detik

5	1kg	58
Jumlah		59,6 detik

Dari tabel 4.2 bisa didapatkan kapasitas mesin perhitungan berikut :

Kemampuan mesin pengupas batok kelapa tiap 1jam :

$$Q = \frac{\text{buah}}{t} \cdot 3600 \frac{s}{\text{jam}}$$

$$Q = \frac{1 \text{ kg}}{59,6 \text{ s}} \cdot 3600 \frac{s}{\text{jam}}$$

$$= 60 \text{ kg / jam}$$

Jadi dengan melihat table di atas didapatkan kapasitas produksi mesin pengupas biji kopi yaitu 60 kg/jam.

4.8 Pembahasan

Dari hasil pembuatan alat ini menunjukkan bahwa mesin dapat berjalan dengan lancar dengan kapasitas 60 kg/jam namun, masih ada hal-hal yang kurang sempurna, misalnya hasil cacahannya tidak sama. Dan perlu adanya penyempurnaan lebih lanjut sehingga tidak hanya dapat mengupas kopi saja tetapi jugadapat mengupas berbagai jenis bahan-bahan yang lain seperti, kacang, blinjo dan berbagai jenis biji.

4.9 Spesifikasi Mesin dan Petunjuk Pengoperasian

a. Spesifikasi Mesin

Spesifikasi mesin pencacah tebon jagung sebagai berikut:

1. Rangka, bahan baja (steel).
2. Motor berkapasitas 1Hp
3. V-belt rubber canvas panjang 2210 mm
4. Pisau terbuat dari almunium
5. Radial ball bearing tipe 205, D=20 mm
6. Poros, bahan S45C, D=20mm
7. Pulley driver D=80mm
8. Pulley driven D=280mm
9. Kapasitas 60 kg/jam
10. Dimensi P x L x t = 105 x 65 x 105 = 716.625 cm³

b. Petunjuk Pengoperasian

Cara kerja alat ini :

- a) Saklar tekan tombol on
- b) Mesin pengupas biji kopi menyala
- c) Pisau berputar karena mendapatkan daya dari motor listrik yang dihubungkan dengan belt dan pulley.
- d) Kemudian kopi dimasukkan kedalam cerobong masuk.
- e) Kopi terkupas dalam ruang gilas.
- f) Hasil dari kupasan kopi akan keluar melalui saluran keluar.

4.10 Hasil Rancangan Alat Dan Hasil Produk

Setelah dilakukan hasil perhitungan maupun observasi dilapangan maka pengadaan alat sangat diperlukan untuk mendukung terciptanya mesin pengupas biji kopi'



Gambar 4.1 gambar foto mesini pengupas biji kopi



Gambar 4.2 Hasil pengupasan biji kopi

Halaman ini sengaja dikosongkan

BAB V

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Dari hasil perhitungan, sistem transmisi pada mesin pengupas kulit biji kopi, maka diketahui

1. Daya yang dibutuhkan sebesar 0,616 HP
2. Nilai gaya pengupas sebesar 0,669 HP dan kecepatan putaran sebesar 1400 rpm
3. Pada system transmisi didapatkan :
 - Panjang belt yang digunakan : 1474,46 mm
 - Jenis V-Belt tipe (A) dengan :
 - ✓ Lebar (D) = 13 mm
 - ✓ Tebal (H) = 8 mm
 - ✓ Luasan (A) = 0,81 cm²
 - Umur belt = 145500,34 jam
 - Bahan Poros S45 dan diameter 20 mm
 - Bahan Pasak ST37 dan diameter 6 mm dengan panjang pasak 9,7 mm
4. Kapasitas mesin pengupas kulit biji kopi yang dihasilkan adalah 60 kg/jam.

5.2 Saran

Diharapkan mesin pengupas biji kopi ini dapat disempurnakan lagi, saran untuk penyempurnaan mesin pengupas kulit biji kopi antara lain.

1. Dalam memindahkan mesin masih kesulitan karena harus diangkat, penambahan roda pada mesin pengupas kulit biji kopi.
2. Getaran pada mesin pengupas biji kopi yang besar sangat mengganggu proses pengujian, sebaiknya diberi

peredam untuk mengurangi getaran pada mesin pengupas biji kopi.

Halman ini sengaja di kosongkan.

DAFTAR PUSTAKA

1. Sularso, Suga, Kiyokatsu. 1991. Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin 10th Edition. Jakarta : PT. Pradnya Paramita 2002.
2. Aron Deutschment : Machine Design Theory, Collier Macmillan International Editor, London, 1985.
3. Dobrovolsky : Machine Design Data Handbook, McGraw Hill, Inc.new York,1994.
4. Mott Robert L : Machine Elements in Mechanical Design, fourth edition,Pearson Prentice Hall, New Jersey,2004.
5. Sato, G. Takeshi, 2000 : Menggambar Mesin Menurut Standart ISO, PT Pradnya Paramita, Jakarta
6. Tugas Akhir: Modifikasi Mesin Pengupas Kulit Kacang, Teknik Mesin Universitas Diponegoro, Semarang 2013.
7. Tugas Akhir: Rancang Bangun Mesin Pengupas Kulit Mlinjo Untuk Pembuatan Biogas, D3 Teknik Mesin Universitas Diponegoro, Semarang 2012.
8. Anggorodi, R., 1994. Ilmu Perkebunan Cetakan 1 PT. Gramedia, Jakarta. 1984-1989.
9. Lubis, D. A. Ilmu Pertanian dan Perkebunan, PT. Pembangunan, Jakarta 1992.
10. www.wikipedia.com dan Bearinghouse.net

Lampiran 1

Tabel Dimensi V-belt

Nomor nominal		Nomor nominal		Nomor nominal		Nomor nominal	
(inch)	(mm)	(inch)	(mm)	(inch)	(mm)	(inch)	(mm)
10	254	45	1143	80	2032	115	2921
11	279	46	1168	81	2057	116	2946
12	305	47	1194	82	2083	117	2972
13	330	48	1219	83	2108	118	2997
14	356	49	1245	84	2134	119	3023
15	381	50	1270	85	2159	120	3048
16	406	51	1295	86	2184	121	3073
17	432	52	1321	87	2210	122	3099
18	457	53	1346	88	2235	123	3124
19	483	54	1372	89	2261	124	3150
20	508	55	1397	90	2286	125	3175
21	533	56	1422	91	2311	126	3200
22	559	57	1448	92	2337	127	3226
23	584	58	1473	93	2362	128	3251
24	610	59	1499	94	2388	129	3277
25	635	60	1524	95	2413	130	3302
26	660	61	1549	96	2438	131	3327
27	686	62	1575	97	2464	132	3353
28	711	63	1600	98	2489	133	3378
29	737	64	1626	99	2515	134	3404
30	762	65	1651	100	2540	135	3429
31	787	66	1676	101	2565	136	3454
32	813	67	1702	102	2591	137	3480
33	838	68	1727	103	2616	138	3505
34	864	69	1753	104	2642	139	3531
35	889	70	1778	105	2667	140	3556
36	914	71	1803	106	2692	141	3581
37	940	72	1829	107	2718	142	3607
39	965	73	1854	108	2743	143	3632
39	991	74	1880	109	2769	144	3658
40	1016	75	1905	110	2794	145	3683
41	1041	76	1930	111	2819	146	3708
42	1067	77	1956	112	2845	147	3734
43	1092	78	1981	113	2870	148	3759
44	1118	79	2007	114	2896	149	3785

(Sumber : Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, Sularso, Kiyokatsu Suga 1997 : 168)

	Cross-sectional	Design length of belt, L
--	-----------------	--------------------------

Type of belt	b mm	h mm	A cm ²	mm
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; 1500; 1560; 1600; ;1800; 1814; 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; 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

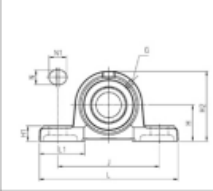
Spesifikasi Bearing P207



Self-aligning bearing units

P207

Cast iron pillow block bearing unit with 2 holes for attachment bolts, relubricatable (JIS Standard)

Schema																								
Main characteristics	<table border="1"> <tbody> <tr> <td>Shaft diam. (d)</td> <td></td> </tr> <tr> <td>Housing</td> <td></td> </tr> <tr> <td>Insert bearing</td> <td>No end cap</td> </tr> <tr> <td>ISO dynamic load rating (C)</td> <td></td> </tr> <tr> <td>ISO static load rating (Co)</td> <td></td> </tr> <tr> <td>Weight</td> <td>1.31 kg</td> </tr> </tbody> </table>		Shaft diam. (d)		Housing		Insert bearing	No end cap	ISO dynamic load rating (C)		ISO static load rating (Co)		Weight	1.31 kg										
Shaft diam. (d)																								
Housing																								
Insert bearing	No end cap																							
ISO dynamic load rating (C)																								
ISO static load rating (Co)																								
Weight	1.31 kg																							
Dimensions	<table border="1"> <tbody> <tr> <td>A</td> <td>48 mm</td> </tr> <tr> <td>A1</td> <td>31 mm</td> </tr> <tr> <td>G</td> <td>M6X1 mm</td> </tr> <tr> <td>H</td> <td>47.6 mm</td> </tr> <tr> <td>H1</td> <td>19 mm</td> </tr> <tr> <td>H2</td> <td>94 mm</td> </tr> <tr> <td>J</td> <td>127 mm</td> </tr> <tr> <td>L</td> <td>167 mm</td> </tr> <tr> <td>L1</td> <td>54 mm</td> </tr> <tr> <td>N</td> <td>17 mm</td> </tr> <tr> <td>N1</td> <td>21 mm</td> </tr> </tbody> </table>		A	48 mm	A1	31 mm	G	M6X1 mm	H	47.6 mm	H1	19 mm	H2	94 mm	J	127 mm	L	167 mm	L1	54 mm	N	17 mm	N1	21 mm
A	48 mm																							
A1	31 mm																							
G	M6X1 mm																							
H	47.6 mm																							
H1	19 mm																							
H2	94 mm																							
J	127 mm																							
L	167 mm																							
L1	54 mm																							
N	17 mm																							
N1	21 mm																							

Lampiran 3

Tabel Dimensi dan Bahan untuk Belt

	Leather	Rubber canvas	Solid-woven cotton	Woven woolen	Interstitched rubber	Woven semi-linen
Width b in mm	20-300	20-500	30-250	50-300	20-137	15-53
Thickness h in 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 in kg/cm ²	200	4-10 (without layers), 370 (with layers)	350-405	300	300	500
Max elongation	10% at 100kg/cm ³	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
Recommended max velocity max in m/sec	40	20-30	25	30	50	50
Specific weight in kg/dm ³	0.98	1.25-1.50	0.75-1.05	0.90-1.24	≈1.2	≈1.0
Constant w	29	25	21	18	23	21
w (formula 3-25)	300	100	150	150	200	150

Lampiran 4

Tabel Tipe dan dimensi dari V-belt a

Cross-section of V-belt	(Ukuran untuk Gambar a)							
	O	A	B	C	D	E	F	
Cross-section area (A) in cm ²	0.5	0.8	1.4	2.3	4.8	7.0	11.7	
In conformity with the standard design of inner* length of belt in mm	500*	500*	630*	1.800	3.150	4.500	6.300	
Difference between design and inner length of belt in mm	2.500	4.000	6.300	9.000	11.000	14.000	1.120*	
Minimum allowable design diameters of pules in mm	25	33	40	55	76	95	120	
Constans in formula (3-25)	63	90	125	200	315	500	800	
Maximum recommended velocity v max in m/sec	a	23	25	28	30	32	32	
	w	100	120	180	215	280	350	440
Design width of belt a _d in mm	25	25	25	25	30	30	30	
Rated size of pule grooves (Fig.3-10)*	8.5	11	14	19	27	32	42	
	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
β _o	34-40				36-40		38-40	

Note : The angle of groove (β)is selected depending on the pule diameter; leaser angle corresponds to lesser diameter. (Sumber : Dobrovolsky, 1985: 216)

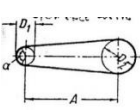
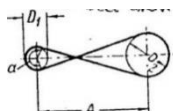
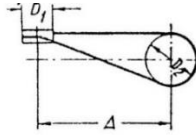
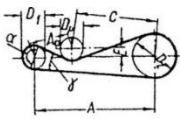
Lampiran 5

Tabel Tipe dan dimensi dari v-belt b

Cross-section of V belt	(Ukuran untuk Gambar)				
	1	2	3	4	5
Cross-section area A in cm ²	1.1	1.2	1.6	2.2	2.7
In conformity with the standard design of inner* min	560*	560*	900*	950*	950*
length of belt in mm max	1.400*	1.400*	1.400*	1.400*	1.400*
Difference between design and inner length of belt in mm	38	42	46	52	59
Minimum allowable design diameters of pulleys in mm	80	90	105	125	140
Maximum recommended velocity v max in m/sec	30	30	30	30	30

Lampiran 6

Tabel Sudut Kontak dan Panjang Belt

Sketch				
Arc of contact between the belt and the smaller pulle	$\alpha \approx 180^\circ - \frac{D_2 - D_1}{A} 60^\circ$	$\alpha \approx 180^\circ - \frac{D_2 + D_1}{A} 60^\circ$	$\alpha \approx 180^\circ + \frac{D_1}{A} 60^\circ$	$\alpha \approx 180^\circ - \frac{D_2 - D_1}{A} 60^\circ + \frac{(D_1 + D_p - 2E)}{2A_p}$
Geometrical length of belt (disregarding tension and sag)	$L = 2A + \frac{\pi}{2}(D_2 + D_1) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4A}$	$L = 2A + \frac{\pi}{2}(D_2 + D_1) + \frac{(D_2 + D_1)^2}{4A}$	$L = 2A + \frac{\pi}{2}(D_2 + D_1) + \frac{D_2^2 + D_1^2}{4A}$	$L = (A + Ap + C) + \frac{\pi}{2}(D_2 + D_1) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{8A} + \frac{(D_2 + D_p)^2}{8A} + \frac{(D_1 + D_p)^2}{8A} - \frac{E}{C} \frac{(D_1 + D_p)}{2} - \frac{Ap}{E} \frac{2}{(D_2 + D_p)}$

(Sumber : Dobrovolsky, 1985: 232-233)

Lampiran 7

Tabel Koefisien gesek antara belt dan pulley

Type of belt	Pule material			
	Compressed paper	wood	steel	Cast iron
<u>Leather :</u>				
Tanned with vegetable compound	0.35 0.50	0.30 0.45	0.25 0.40	0.25 0.40
Tanned with mineral compound	0.28 0.25	0.25	0.22	0.22
<u>Cotton :</u>	0.45	0.23	0.20	0.20
Solid woven	0.35	0.40	0.35	0.35
Stitched		0.32	0.30	0.30
<u>Woolen</u>				
<u>Rubber</u>				

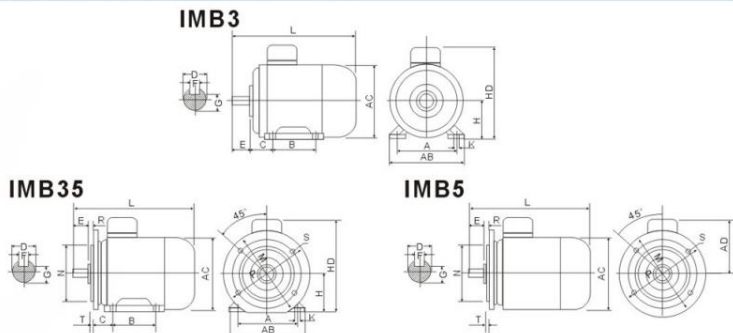
Sumber : (Dobrovolsky, 1985: 206)

Lampiran 8

Tabel Spesifikasi Motor

DACHENG MOTOR

外形及安装尺寸 OVERALL AND MOUNTING DIMENSION



技术参数 INSTALLATION DIMENSIONS

机座号 Frame Size	安装尺寸 Mounting Dimensions(mm)											外形尺寸 Frame Dimensions (mm)													
	A	B	C	D	E	F	G	H	K	M	N	P	R	S	T	AB	AC	AD	HD	L					
				2P	4/6/8/10P	2P	4/6/8/10P	2P	4/6/8/10P	2P	4/6/8/10P										2P	4/6/8/10P			
63	100	80	40	11	23	4	8.5	63	7	115	95	140	0	10	3	135	130	70	180	230					
71	112	90	45	14	30	5	11	71	7	130	110	160	0	10	3	150	145	80	195	255					
80	125	100	50	19	40	6	15.5	80	10	165	130	200	0	12	3.5	165	175	145	220	295					
90S	140	100	56	24	50	8	20	90	10	185	130	200	0	12	3.5	180	195	155	250	320					
90L	140	125	56	24	50	8	20	90	10	165	130	200	0	12	3.5	180	195	155	250	345					
100L	160	140	63	28	60	8	24	100	12	215	180	250	0	15	4	205	215	180	270	385					
112M	190	140	70	28	60	8	24	112	12	215	180	250	0	15	4	230	240	190	300	400					
132S	216	140	89	38	80	10	33	132	12	265	230	300	0	15	4	270	275	210	345	470					
132M	216	178	89	38	80	10	33	132	12	265	230	300	0	15	4	270	275	210	345	510					
160M	254	210	108	42	110	12	37	160	15	300	250	350	0	19	5	320	330	255	420	615					
160L	254	254	108	42	110	12	37	160	15	300	250	350	0	19	5	320	330	255	420	670					
180M	279	241	121	48	110	14	42.5	180	15	300	250	350	0	19	5	355	380	280	455	700					
180L	279	279	121	48	110	14	42.5	180	15	300	250	350	0	19	5	355	380	280	455	740					
200L	318	305	133	55	110	16	49	200	19	350	300	400	0	19	5	395	420	305	505	770					
225S	356	286	149	- 60	- 140	- 18	- 53	225	19	400	350	450	0	19	5	435	470	335	560	- 820					
225M	356	311	149	55	80	110	140	16	18	49	53	225	19	400	350	450	0	19	5	435	470	335	560	815	845
250M	406	349	168	60	85	140	18	53	58	250	24	500	450	550	0	19	5	490	510	370	615	910			
280S	457	398	190	65	75	140	18	20	58	67.5	280	24	500	450	550	0	19	5	550	580	410	680	985		
280M	457	419	190	65	75	140	18	20	58	67.5	280	24	500	450	550	0	19	5	550	580	410	680	1035		
315S	508	406	216	65	80	140	170	18	22	58	71	315	28	600	550	660	0	24	6	635	645	630	845	1185	1215
315M	508	457	216	65	80	140	170	18	22	58	71	315	28	600	550	660	0	24	6	635	645	630	845	1295	1325
315L	508	508	216	65	80	140	170	18	22	58	71	315	28	600	550	660	0	24	6	635	645	630	845	1295	1325
355M	610	580	254	75	95	140	170	20	25	67.5	86	355	28	740	680	800	0	24	6	730	710	655	1010	1500	1530
355L	610	630	254	75	95	140	170	20	25	67.5	86	355	28	740	680	800	0	24	6	730	710	655	1010	1500	1530

型号 Model	功率 Rated Output		转速 Rated Speed rpm	效率 Efficiency η %	功率因素 Power factor COSφ	电流 Rated current A			额定转矩 Rated Torque Nm	堵转转矩 Ts/Tn	最大转矩 Tmax/Tn	启动电流 Ist/In
	KW	HP				380	400	415				
Y2-90L-6	0.75	1	934	75.9	0.72	2.08	1.98	1.90	7.67	2.2	2.4	4.5
Y2-90L-6	1.1	1.5	945	78.1	0.72	2.97	2.82	2.72	11.1	2.4	2.6	4.5
Y2-100L-6	1.5	2	945	79.8	0.75	3.80	3.61	3.48	15.2	1.8	2.2	4.2
Y2-112M-6	2.2	3	960	81.8	0.76	5.37	5.10	4.92	21.9	2.3	2.8	4.5
Y2-132S-6	3	4	964	83.3	0.76	7.19	6.83	6.58	29.7	1.8	2.4	4.5
Y2-132M1-6	4	5.5	965	84.6	0.76	9.43	8.96	8.63	39.6	2.3	2.7	5
Y2-132M2-6	5.5	7.5	965	96.0	0.77	12.6	12.0	11.5	54.4	1.9	2.8	5.5
Y2-160M-6	7.5	10	970	87.2	0.78	16.7	15.9	15.3	73.8	2	3	6.5
Y2-160L-6	11	15	970	88.7	0.78	24.1	22.9	22.1	108.3	2.4	3.3	7.5
Y2-180L-6	15	20	975	89.7	0.81	31.4	29.8	28.7	146.9	2	2.7	6.4
Y2-200L1-6	18.5	25	980	90.4	0.81	38.3	36.4	35.1	180.3	2.3	3	7
Y2-200L2-6	22	30	980	90.9	0.83	44.3	42.0	40.5	214.4	2.3	2.8	7
Y2-225M-6	30	40	980	91.7	0.84	59.2	56.2	54.2	292.3	2.2	2.7	6.5
Y2-250M-6	37	50	980	92.2	0.86	70.8	67.3	64.8	360.6	2.5	2.7	6.9
Y2-280S-6	45	60	980	92.7	0.86	85.8	81.5	78.5	438.5	2.2	2.4	7
Y2-08M-6	55	75	980	93.1	0.86	104	99.2	95.6	536	2.4	2.5	7.1
Y2-315S-6	75	100	985	93.7	0.86	141	134	129	727.2	2.8	3	7.3
Y2-315M-6	90	125	985	94.0	0.88	169	160	155	872.6	2.7	2.9	7.1
Y2-315L1-6	110	150	985	94.3	0.86	206	196	189	1066	2.9	2.9	7.4
Y2-315L2-6	132	180	985	94.6	0.87	243	231	223	1280	3	3.1	7.6
Y2-355M1-6	160	200	990	94.8	0.88	291	277	267	1543	3.1	3.1	7.6
Y2-355M2-6	200	270	990	95.0	0.88	363	345	333	1929	3	3	7.8
Y2-355L-6	250	340	990	95.0	0.88	454	432	416	2412	3.1	3	7.7

Appendix

TABLE I
DEFINITIONS AND CONVERSION FACTORS†*Abbreviations and Symbols*

	g gram	J joule	m meter	N newton	s second	W watt				
Prefix.....	mega	kilo	hecto	deka	deci	centi	milli	micro	nano	pico
Symbol.....	M	k	h	da	d	c	m	μ	n	p
Factor.....	10 ⁶	10 ³	10 ²	10	10 ⁻¹	10 ⁻²	10 ⁻³	10 ⁻⁶	10 ⁻⁹	10 ⁻¹²

IT International Steam Table units (otherwise, thermochemical).

int International units of 1948 (obsolete).

First entry in each of the following groups is the basic SI definition. Asterisk (*) denotes exact definition.

Length

(The *meter** m, the basic unit of length, is equal to 1,650,763.73 wavelengths of the radiation emitted by electron transition between two particular energy levels of krypton 86.) (Sec. 4-16)

$$1 \text{ m} = 3.280840 \text{ ft} = 39.37008 \text{ in.} = (10^{10})^* \text{ angstrom}$$

$$1 \text{ ft} = 0.3048^* \text{ m} = 12^* \text{ in.} \quad 1 \text{ in.} = 0.0254^* \text{ m}$$

1 U.S. mile = 1,609.344* m = 5,280* ft = 0.8689762 U.S. (and international) nautical mile.

Mass‡

(The *kilogram** kg, the basic unit of mass, is equal to a particular cylinder of platinum-iridium alloy, called the International Prototype Kilogram, which is preserved in a vault at Sèvres, France.)

$$1 \text{ kg} = 2.204623 \text{ lb} = 0.06852177 \text{ slug} = (10^{-3})^* \text{ metric ton}$$

$$1 \text{ lb} = 453.59237^* \text{ g} = 16 \text{ oz} = 7,000 \text{ grain}$$

$$1 \text{ slug} = 14.59390 \text{ kg} = 32.1740 \text{ lb}$$

$$1 \text{ ton} = 2,000^* \text{ lb} = 0.9071847 \text{ metric ton}$$

†Abridged from E. Mechtly, "The International System (SI) of Units." NASA SP-7012 (1964), and R. Wilhoit, W. Hathaway: API Research Project 44 (December 1966).

‡Symbols kg, lb, etc. for mass units, and kg_f, lb_f, etc. for force units.

$$\begin{aligned}
1 \text{ IT cal} &= 4.1868 * \text{J} = 1.000669 \text{ cal} = 0.003968321 \text{ IT Btu} = \\
&3.088025 \text{ ft-lb}_f \\
1 \text{ IT Btu} &= 1055.056 \text{ J} = 251.9958 * \text{IT cal} = 252.1644 \text{ cal} = 778.1693 \\
&\text{ft-lb}_f = 10.41259 \text{ liter-atm} \\
1 \text{ ft-lb}_f &= 1.355818 \text{ J} = 0.3240483 \text{ cal} = 0.001285067 \text{ IT Btu} = \\
&0.1382549 \text{ kg}_f\text{-m} \\
1 \text{ kw-hr} &= 3,600,000 * \text{J} = 3412.142 \text{ IT Btu} = 1.341022 \text{ hp-hr} = \\
&2,655,224 \text{ ft-lb}_f \\
1 \text{ hp-hr} &= 1,980,000 * \text{ft-lb}_f = 2,684,519 \text{ J} = 2544.433 \text{ IT Btu}
\end{aligned}$$

Power

(The *watt** W, the basic unit of power, is equal to the energy rate of 1 joule per second.)

$$\begin{aligned}
1 \text{ W} &= 1 * \text{J/s} = 1 * \text{m} - \text{N/s} = (10^7) * \text{erg/sec} \\
1 \text{ cal/s} &= 4.184 * \text{W} = 3.08596 \text{ ft-lb}_f/\text{s} = 0.426649 \text{ m-kg}_f/\text{s} \\
1 \text{ m-kg}_f/\text{s} &= 9.80665 * \text{W} = 7.23298 \text{ ft-lb}_f/\text{s} \\
1 \text{ hp (mech)} &= 745.69987 * \text{W} = 550 * \text{ft-lb}_f/\text{s} = 33,000 \text{ ft-lb}_f/\text{min} = \\
&2544.433 \text{ IT Btu/hr} = 1.01387 \text{ hp (metric)} = 0.999598 \text{ hp (elect)} \\
\sqrt{1 \text{ hp (elect)}} &= 746 * \text{W} = 1.00040 \text{ hp (mech)} = 1.01428 \text{ hp (metric)} \\
1 \text{ hp (metric)} &= 735.499 \text{ W} = 75 \text{ m-kg}_f/\text{s} = 542.476 \text{ ft-lb}_f/\text{s} \\
1 \text{ hp (boiler)} &= 13.1548 * \text{hp (mech)}
\end{aligned}$$

Specific Energy

$$\begin{aligned}
1 \text{ cal/g} &= 4.1840 * \text{J/g} = 1.798796 \text{ IT Btu/lb} \\
1 \text{ IT cal/g} &= 4.1868 * \text{J/g} = 1.8 * \text{IT Btu/lb}
\end{aligned}$$

Specific Energy per Degree

$$\begin{aligned}
1 \text{ cal/g}^\circ\text{K} &= 4.1840 * \text{J/g}^\circ\text{K} = 0.9993312 \text{ IT Btu/lb}^\circ\text{R} \\
1 \text{ IT cal/g}^\circ\text{K} &= 4.1868 * \text{J/g}^\circ\text{K} = 1 * \text{IT Btu/lb}^\circ\text{R} \text{ (Definition† of IT} \\
&\text{Btu).} \\
1 \text{ IT Btu/lb}^\circ\text{R} &= 1.000669 \text{ cal/g}^\circ\text{K}
\end{aligned}$$

Speed

$$\begin{aligned}
1 \text{ ft/s} &= 0.3048 * \text{m/s} \\
1 \text{ mile (U.S.)/hr} &= 0.44704 * \text{m/s} = 1.609344 * \text{km/hr} = 0.8689762 \\
&\text{knot} = 1.466667 \text{ ft/s}
\end{aligned}$$

Area

$$1 \text{ in.}^2 = 6.4516 * \text{cm}^2 \quad 1 \text{ ft}^2 = 929.0304 \text{ cm}^2 = 144 * \text{in.}^2$$

†A "thermochemical" Btu is also found in the literature, and defined by 1 cal/g[°]K = 1 Btu/lb[°]R.

Time

(The *second*,* the basic unit of time, is equal to that defined by the frequency, 9,192,631,770 cycle/sec, of the radiation emitted by electron transition between two particular energy levels of cesium 133.)

$$1 \text{ hr} = 3,600 * \text{s} = 60 * \text{min}$$

Acceleration

$$g_0 = \text{standard acceleration of gravity} = 9.80665 * \text{m/s}^2$$

$$= 32.17405 \text{ ft/s}^2$$

$$1 \text{ ft/sec}^2 = 0.3048 * \text{m/s}^2$$

Force

(The *newton** N, the basic unit of force, is equal to the force which will accelerate a mass of 1 kilogram at the rate of 1 meter per second per second.)

$$1 \text{ N} = (10^5) * \text{dyne} = 0.1019716 \text{ kg}_f = 0.2248089 \text{ lb}_f$$

$$\checkmark 1 \text{ kg}_f = 9.80665 * \text{N} = 1 * \text{kilopond force} = 2.204623 \text{ lb}_f$$

$$1 \text{ lb}_f = 4.4482216152605 * \text{N} = 16 \text{ oz} = (10^{-3}) * \text{kip}$$

Pressure

$$1 \text{ atm} = 101,325 * \text{N/m}^2 = 1.01325 * \text{bar} = 14.69595 \text{ lb}_f/\text{in.}^2 = 29.92129 \text{ in. Hg (32}^\circ\text{F)} = 76 \text{ cm Hg (0}^\circ\text{C)} = 33.93615 \text{ ft H}_2\text{O (60}^\circ\text{F)} = 1.033227 \text{ kg}_f/\text{cm}^2$$

$$1 \text{ bar} = (10^6) * \text{dyne/cm}^2 = 14.50377 \text{ lb}_f/\text{in.}^2 = 1.019716 \text{ kg}_f/\text{cm}^2$$

$$1 \text{ kg}_f/\text{cm}^2 = 14.22334 \text{ lb}_f/\text{in.}^2 = 735.5592 \text{ mm Hg (0}^\circ\text{C)} (\text{torr})$$

$$1 \text{ lb}_f/\text{in.}^2 = 2.036023 \text{ in. Hg (32}^\circ\text{F)} = 2.309218 \text{ ft H}_2\text{O (60}^\circ\text{F)}$$

$$1 \text{ torr} = 1 * \text{mm Hg(0}^\circ\text{C)}$$

Temperature

(The *thermodynamic Kelvin temperature** K is equal to that defined by the Carnot cycle when the triple-point temperature of water is assigned a value of exactly 273.16°K.) (Ice point: 273.1500°K ± 0.0001.)

$$^\circ\text{K} = ^\circ\text{C} + 273.15 \quad ^\circ\text{F} = 1.8^\circ\text{C} + 32$$

$$^\circ\text{R} = ^\circ\text{F} + 459.67 \quad 1.8^\circ\text{K} = ^\circ\text{R}$$

Energy†

(The *joule** J, the basic unit of energy, is equal to the energy of a force of 1 newton acting through a distance of 1 meter.)

$$1 \text{ J} = 1 \text{ m}\cdot\text{N} * = (10^7) * \text{erg} = 0.999835 \text{ int J} = 0.1019716 \text{ m}\cdot\text{kg}_f = 0.7375622 \text{ ft}\cdot\text{lb}_f$$

$$\checkmark 1 \text{ cal} = 4,184 * \text{J} = 0.9993312 \text{ IT cal} = 0.003965667 \text{ IT Btu} = 3.08596 \text{ ft}\cdot\text{lb}_f$$

†The IT Btu (Btu) and the thermochemical calorie (cal) are the units of the text.

Density

$$1 \text{ g/cm}^3 = 1,000 * \text{kg/m}^3 = 0.03612728 \text{ lb/in.}^3 = 62.42795 \text{ lb/ft}^3 = 8.345403 \text{ lb/gal (U.S.)}$$

$$1 \text{ slug/ft}^3 = 32.1740 \text{ lb/ft}^3 = 0.515379 \text{ g/cm}^3$$

Volume

$$1 \text{ liter} = 0.001 * \text{m}^3 = 1,000 \text{ cm}^3 = 61.02375 \text{ in.}^3$$

$$1 \text{ ft}^3 = 1728 * \text{in.}^3 = 28,316.85 \text{ cm}^3 = 6.22889 \text{ gal (British)} = 7.48052 \text{ gal (U.S.)}$$

$$1 \text{ gal (U.S.)} = 231 * \text{in.}^3 = 0.83267 \text{ gal (Canada)}$$

Gas Constant

$$R_0 = 8.3143 * \frac{\text{J}}{\text{g mole } ^\circ\text{K}} = 1.98717 \frac{\text{cal}}{\text{g mole } ^\circ\text{K}} = 82.0561 \frac{\text{atm cm}^3}{\text{g mole } ^\circ\text{K}}$$

$$R_0 = 1.98584 \frac{\text{IT Btu}}{\text{mole } ^\circ\text{R}} = 1545.32 \frac{\text{ft-lb}_f}{\text{mole } ^\circ\text{R}} = 10.7314 \frac{\text{psi ft}^3}{\text{mole } ^\circ\text{R}}$$

Other

Mole (unified): The amount of substance containing the same number of units (molecules, atoms, ions, electrons, etc.) as there are atoms in 12 grams of the pure nuclide carbon-12. (g mole is gram mole; mole is pound mole).

Avogadro number N : $6.02252(10)^{23}$ molecules/mole

$$g_c = \text{unity} = 32.1740 \frac{\text{lb ft}}{\text{lb}_f \text{s}^2} = 1 \frac{\text{kg m}}{\text{Ns}^2} = 1 \frac{\text{g cm}}{\text{dyne s}^2} = 1 \frac{\text{slug ft}}{\text{lb}_f \text{s}^2}$$

$$\ln_e x = 2.3025851 \log_{10} x \quad 1 \text{ radian} = 57.296 \text{ degrees}$$

$$c_p(\text{water}) \approx 1 \text{ Btu}/(\text{lb}_m)(^\circ\text{R})$$

$$c_p(\text{iron or steel}) \approx 0.2 \text{ Btu}/(\text{lb}_m)(^\circ\text{R})$$

Lampiran 10

Tabel Ball Bearing Service Factors, F_s

No	Type of service	Multiply calculated load by following factors	
		Ball Bearing	Roller Bearing
1	Uniform and steady load	1,0	1,0
2	Light shock load	1,5	1,0
3	Moderate shock load	2,0	1,3
4	Heavy shock load	2,5	1,7
5	Extreme and indefinite shock load	3,0	2,0

Lampiran 11

Tabel Pemilihan Pasak

Shaft Diameter (Inclusive)	Square Type		Flat Type		Tolerance		Stock Length, L		
	Maximum Width, W	Height at Large End, H*	Maximum Width, W	Height at Large End, H*	On Width	On Height	Minimum	Maximum	Advancing by Increments of
1/2 - 9/16	1/8	1/8	1/8	3/32	-0.0020	+0.0020	1/2	2	1/4
5/8 - 7/8	3/16	3/16	3/16	1/8	-0.0020	+0.0020	3/4	3	3/8
15/16 - 1 1/4	1/4	1/4	1/4	3/16	-0.0020	+0.0020	1	4	1/2
1 5/16 - 1 3/8	5/16	5/16	5/16	1/4	-0.0020	+0.0020	1 1/4	5 1/4	5/8
1 7/16 - 1 3/4	3/8	3/8	3/8	1/4	-0.0020	+0.0020	1 1/2	6	3/4
1 13/16 - 2 1/4	1/2	1/2	1/2	3/8	-0.0025	+0.0025	2	8	1
2 5/16 - 2 3/4	5/8	5/8	5/8	7/16	-0.0025	+0.0025	2 1/2	10	1 1/4
2 7/8 - 3 1/4	3/4	3/4	3/4	1/2	-0.0025	+0.0025	3	12	1 1/2
3 3/8 - 3 3/4	7/8	7/8	7/8	5/8	-0.0030	+0.0030	3 1/2	14	1 3/4
3 7/8 - 4 1/2	1	1	1	3/4	-0.0030	+0.0030	4	16	2
4 3/4 - 5 1/2	1 1/4	1 1/4	1 1/4	7/8	-0.0030	+0.0030	5	20	2 1/2
5 3/4 - 6	1 1/2	1 1/2	1 1/2	1	-0.0030	+0.0030	6	24	3

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

*This height of the key is measured at the distance W, equal to the width of the key, from the large end.

1 1/2 in. length instead of 4 3/4 in.

Lampiran 12

Tabel Dimensi Standart pada Bantalan

Standar dimensions and load rating of Radial Rolling Bearing
 (Co = basic static load ,lb ; C = basic dynamic load rating, lb)

Bearing Bore, d mm	Outside Dia, D mm	Max Fillet Radius r in	Dimension Series 03												
			Width B mm	Self aligning Ball Bearing		Single Row Deep Groove Ball Bearing		Angular Contact Sleep angle Ball Bearing		Cylindrical Roller Bearing		Spherical Roller Bearing			
				Co	C	Co	C	Co	C	Co	C	Co	C		
4	16	0,012	5												
5	19	0,012	6												
6															
7															
8															
9															
10	35	0,024	11			845	1400								
12	37	0,039	12	530	1630	1040	1680								
15	42	0,039	13	590	1650	1220	1960								
17	47	0,039	14	820	2170	1470	2340								
20	52	0,039	15	900	2150	1750	2750	1920	3000						
25	62	0,039	17	1350	3110	2390	3660	2870	4220	2870	5130	6000	6700		
30	72	0,039	19	1740	3700	3340	4850	3840	5370	3940	6760	8500	9500		
35	80	0,059	21	2210	4350	4020	5750	4620	6340	5370	8830	9800	10800		
40	90	0,059	23	2740	5110	5020	7040	5770	7740	6340	10300	12900	13700		
45	100	0,059	25	3580	6600	6730	9120	7730	10100	9030	14200	17300	17000		
50	110	0,079	27	3930	7510	8010	10700	9200	11800	11100	17000	18300	19300		

Sumber : Deuschman, 1975

Lampiran 13

Tabel Faktor X dan Y untuk Radial Ball Bearing

Factors X and Y for radial ball bearings for use in Eq. (23-190)

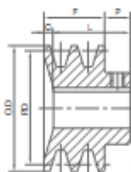
*Relative axial load ^a	Single-row bearings				Double-row bearings				e		
	$\frac{F_a}{F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{F_r} \geq e$		$\frac{F_a}{F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{F_r} \geq e$				
	X	Y	X	Y	X	Y	X	Y			
Radial contact groove ball bearings											
	$\frac{F_a}{C_{10}}$	$\frac{F_a}{iZD_m^2}$									
0.014	0.172	1	0	0.56	2.30	1	0	0.56	2.30	0.19	
0.028	0.345				1.99				1.99	0.22	
0.056	0.689				1.71				1.71	0.26	
0.084	1.30				1.55				1.55	0.28	
0.11	1.38				1.45				1.45	0.30	
0.17	2.07				1.31				1.31	0.34	
0.28	3.45				1.15				1.15	0.38	
0.42	5.17				1.04				1.04	0.42	
0.56	6.89				1.00				1.00	0.44	
Angular contact groove ball bearings											
α	$\frac{iF_a}{C_{10}}$	$\frac{F_a}{ZD_m^2}$									
5°	0.014	0.172	1	0	For this type use the X, Y and e values applicable to single row radial contact groove ball bearings	1	2.78	0.78	3.74	0.23	
	0.028	0.345					2.40		3.23	0.26	
	0.056	0.689					2.07		2.78	0.30	
	0.085	1.03					1.87		2.52	0.34	
	0.11	1.38					1.75		2.36	0.36	
	0.17	2.07					1.58		2.13	0.40	
	0.28	3.45					1.39		1.87	0.45	
	0.42	5.17					1.26		1.69	0.50	
	0.56	6.89					1.21		1.63	0.52	
10°	0.014	0.172	1	0	0.46	1.88	1	2.18	0.75	3.06	0.29
	0.029	0.345				1.71		1.98	2.78	0.32	
	0.057	0.689				1.52		1.76	2.47	0.36	
	0.086	1.03				1.41		1.63	2.29	0.38	
	0.11	1.38				1.34		1.55	2.18	0.40	
	0.17	2.07				1.23		1.42	2.00	0.44	
	0.29	3.45				1.10		1.27	1.79	0.49	
	0.43	5.17				1.01		1.17	1.64	0.54	
	0.57	6.89				1.00		1.16	1.63	0.54	
15°	0.015	0.172	1	0	0.46	1.47	1	1.65	0.72	2.39	0.38
	0.029	0.345				1.40		1.57	2.28	0.40	
	0.058	0.689				1.30		1.40	2.11	0.43	
	0.087	1.03				1.23		1.38	2.00	0.46	
	0.12	1.38				1.19		1.34	1.93	0.47	
	0.17	2.07				1.12		1.26	1.82	0.50	
	0.29	3.45				1.02		1.14	1.66	0.55	
	0.44	5.17				1.00		1.12	1.63	0.56	
	0.58	6.89				1.00		1.12	1.63	0.56	
20°	—	—	1	0	0.43	1.00	1	1.09	0.70	1.63	0.07
25°	—	—			0.41	0.87		0.92	0.67	1.41	0.68
30°	—	—			0.39	0.76		0.78	0.63	1.24	0.80
35°	—	—			0.37	0.66		0.66	0.60	1.07	0.95
40°	—	—			0.35	0.57		0.55	0.57	0.93	1.14
45°	—	—			0.33	0.50		0.47	0.54	0.81	1.34
Self-aligning ball bearings	1	0	0.40	0.4 cot α	1	0.42 cot α	0.65	0.65 cot α	1.5 tan α		
Single row radial contact separable ball bearings (magnetic bearings)	1	0	0.5	2.5	—	—	—	—	—	—	0.2

Note: Values of X, Y and e for intermediate 'relative axial loads' and/or contact angles are obtained by linear interpolation. IS: 3824 (Part 1), 1983.

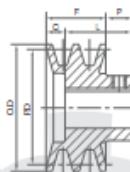
^a Permissible maximum value depends on bearing design (internal clearance and raceway groove depth).

Lampiran 14

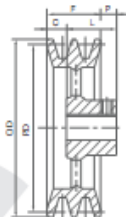
Tabel Dimensi Pulley

F_B^{Finished}_{OR} V-pulleys
2CBK
Cast Iron Sheaves


TYPE 1D



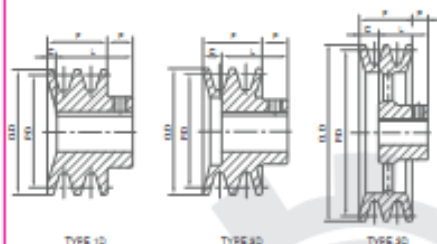
TYPE 2D



TYPE 3D

Double Groove Sheaves for "4L" or "A" Belts and "5L" or "B" Belts

Catalog Number	Diameter			Type	Dimensions				Stock Bores								wt Lbs		
	OD	PD A	PD B		F	L	P	C	1/2	5/8	3/4	7/8	15/16	1	1 1/8	1 3/16		1 1/4	1 3/8
2CBK25	2.50	1.90	2.30	1D	1 3/4	1 3/4	1.50	1/4	●	●	●	●	●	●	●				1.3
2CBK27	2.70	2.10	2.50	1D	1 3/4	1 3/4	1.50	1/4	●	●	●	●	●	●	●				1.8
2CBK28	2.95	2.20	2.60	1D	1 3/4	1 3/4	1.50	1/4	●	●	●	●	●	●	●				1.9
2CBK30	3.15	2.40	2.80	1D	1 3/4	1 3/4	1.50	1/4	●	●	●	●	●	●	●				2.3
2CBK32	3.35	2.60	3.00	1D	1 3/4	1 3/4	1.50	1/4	●	●	●	●	●	●	●				2.6
2CBK34	3.55	2.80	3.20	1D	1 3/4	1 3/4	1.50	1/4	●	●	●	●	●	●	●				2.8
2CBK36	3.75	3.00	3.40	1D	1 3/4	1 3/4	1.50	1/4	●	●	●	●	●	●	●		●		3.3
2CBK40	3.95	3.20	3.60	2D	1 3/4	1.50	1.50	3/4	●	●	●	●	●	●	●				3.4
2CBK45	4.25	3.50	3.90	2D	1 3/4	1.50	1.50	3/4	●	●	●	●	●	●	●		●		3.6
2CBK47	4.45	3.70	4.10	2D	1 3/4	1.50	1.50	3/4	●	●	●	●	●	●	●				3.7
2CBK50	4.75	4.00	4.40	2D	1 3/4	1.50	1.50	3/4	●	●	●	●	●	●	●		●		4.1
2CBK52	4.95	4.20	4.60	2D	1 3/4	1.50	1.50	3/4	●	●	●	●	●	●	●				4.5
2CBK55	5.25	4.50	4.90	2D	1 3/4	1.50	1.50	3/4	●	●	●	●	●	●	●				4.8
2CBK57	5.45	4.70	5.10	2D	1 3/4	1.50	1.50	3/4	●	●	●	●	●	●	●				5.1
2CBK60	5.75	5.00	5.40	3D	1 3/4	1.50	1.50	3/4	●	●	●	●	●	●	●				4.9
2CBK62	5.95	5.20	5.60	3D	1 3/4	1.50	1.50	3/4	●	●	●	●	●	●	●				4.8
2CBK65	6.25	5.50	5.90	3D	1 3/4	1.50	1.50	3/4	●	●	●	●	●	●	●				5.0
2CBK67	6.45	5.70	6.10	3D	1 3/4	1.50	1.50	3/4	●	●	●	●	●	●	●				5.5
2CBK70	6.75	6.00	6.40	3D	1 3/4	1.50	1.50	1/2	●	●	●	●	●	●	●		●		6.0
2CBK80	7.75	7.00	7.40	3D	1 3/4	1.50	1.50	1/2	●	●	●	●	●	●	●		●		7.2
2CBK90	8.75	8.00	8.40	3D	1 3/4	1.50	1.50	1/2	●	●	●	●	●	●	●		●		8.4
2CBK100	9.75	9.00	9.40	3D	1 3/4	1.50	1.50	1/2	●	●	●	●	●	●	●		●		9.4
2CBK110	10.75	10.00	10.40	3D	1 3/4	1.50	1.50	1/2	●	●	●	●	●	●	●		●		10.4
2CBK120	11.75	11.00	11.40	3D	1 3/4	1.50	1.50	1/2	●	●	●	●	●	●	●		●		11.8
2CBK130	12.75	12.00	12.40	3D	1 3/4	1.50	1.50	1/2	●	●	●	●	●	●	●		●		14.9
2CBK140	13.75	13.00	13.40	3D	1 3/4	1.50	1.50	1/2	●	●	●	●	●	●	●		●		16.3
2CBK160	15.75	15.00	15.40	3D	1 3/4	1.50	1.50	1/2	●	●	●	●	●	●	●		●		18.0
2CBK180	18.75	18.00	18.40	3D	1 3/4	1.50	1.50	1/2	●	●	●	●	●	●	●		●		23.3

F_B V-pulleys
2CAK
Cast Iron Sheaves


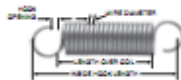
"3L" Belts may be used with These Sheaves as Indicated in Table Below

Single Groove Sheaves for "4L" or "A" Belts

Catalog Number	Diameter			Type	Dimensions				Stock Sizes											wt Lbs		
	OD	PD A	PD 3L		F	L	P	C	1/8	3/16	1/4	3/8	1/2	5/8	3/4	1	1 1/8	1 1/4	1 3/8		1 1/2	
2CAK20	2.00	1.80	1.48	10	Face	10.00	16.00	2 1/4	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	0.8
2CAK21	2.15	1.90	1.58	10	Face	10.00	16.00	2 1/4	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	0.9
2CAK22	2.25	2.00	1.68	10	Face	10.00	16.00	2 1/4	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	1.0
2CAK23	2.35	2.10	1.78	10	Face	10.00	16.00	2 1/4	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	1.1
2CAK25	2.55	2.30	1.98	10	Face	10.00	16.00	2 1/4	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	1.2
2CAK26	2.65	2.40	2.08	10	Face	10.00	16.00	2 1/4	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	1.4
2CAK27	2.75	2.50	2.18	10	Face	10.00	16.00	2 1/4	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	1.5
2CAK28	2.85	2.60	2.28	10	Face	10.00	16.00	2 1/4	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	1.6
2CAK30	3.05	2.80	2.48	10	Face	10.00	16.00	2 1/4	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	1.9
2CAK32	3.25	3.00	2.68	10	Face	10.00	16.00	2 1/4	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	2.1
2CAK34	3.45	3.20	2.88	10	Face	10.00	16.00	2 1/4	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	2.3
2CAK36	3.75	3.50	3.18	20	Face	11.00	18.00	3 1/4	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	2.6
2CAK41	3.95	3.70	3.38	20	Face	11.00	18.00	3 1/4	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	2.9
2CAK44	4.25	4.00	3.68	20	Face	11.00	18.00	3 1/4	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	3.0
2CAK46	4.45	4.20	3.88	20	Face	11.00	18.00	3 1/4	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	3.1
2CAK49	4.75	4.50	4.18	20	Face	11.00	18.00	3 1/4	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	3.6
2CAK51	4.95	4.70	4.38	20	Face	11.00	18.00	3 1/4	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	3.8
2CAK54	5.25	5.00	4.68	30	Face	11.00	18.00	3 1/4	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	3.9
2CAK56	5.45	5.20	4.88	30	Face	11.00	18.00	3 1/4	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	3.4
2CAK59	5.75	5.50	5.18	30	Face	11.00	18.00	3 1/4	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	3.5
2CAK61	5.95	5.70	5.38	30	Face	11.00	18.00	3 1/4	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	3.8
2CAK64	6.25	6.00	5.68	30	Face	11.00	18.00	3 1/4	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	4.3
2CAK74	7.25	7.00	6.68	30	Face	11.00	18.00	3 1/4	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	5.6
2CAK84	8.25	8.00	7.68	30	Face	11.00	18.00	3 1/4	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	6.4
2CAK94	9.25	9.00	8.68	30	Face	11.00	18.00	3 1/4	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	7.9
2CAK104	10.25	10.00	9.68	30	Face	11.00	18.00	3 1/4	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	9.1
2CAK114	11.25	11.00	10.68	30	Face	11.00	18.00	3 1/4	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	9.0
2CAK124	12.25	12.00	11.68	30	Face	11.00	18.00	3 1/4	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	9.9
2CAK134	13.25	13.00	12.68	30	Face	11.00	18.00	3 1/4	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	12.9
2CAK144	14.25	14.00	13.68	30	Face	11.00	18.00	3 1/4	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	13.9
2CAK154	15.25	15.00	14.68	30	Face	11.00	18.00	3 1/4	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	14.3
2CAK164	16.25	16.00	15.68	30	Face	11.00	18.00	3 1/4	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	17.4

STOCK EXTENSION SPRINGS

Cut to Length and Looped to Order



DIAMOND SPRING STOCK NO.	OUTSIDE DIA.	WIRE DIA.	*SAFE MAX. LOAD	SAFE MAX. EXT.	APPROX. INITIAL TENSION	(RATE) LB. PER IN. EXT.	STRESS MAX. LOAD	PRICE CODE
	IN.	IN.	IN.	IN.	LBS.	LB./IN.	LBS./THOUS.	
DWC-012A	0.125	0.012	0.6	1.9	0.07	0.27	100	DDB
DWC-016A		0.016	1.0	0.9	0.2	1.2	90	DDA
DWC-020A		0.020	4.2	0.26	0.9	9	90	DDA
DWC-012AA	0.156	0.012	0.47	3.9	0.01	0.12	100	DDB
DWC-016AA		0.016	1.1	1.7	0.18	0.69	90	DDA
DWC-020AA		0.020	3.2	0.7	0.9	9	90	DDA
DWC-016B	0.187	0.016	0.87	2.9	0.1	2.9	90	DDA
DWC-020B		0.020	2.6	1	0.4	2.2	90	DDB
DWC-031B		0.031	8.5	0.48	1.8	10.7	90	DDB
DWC-016BB	0.218	0.016	0.76	4	0.01	0.18	90	DDA
DWC-020BB		0.020	2.3	1.6	0.20	1.2	90	DDB
DWC-031BB		0.031	9.5	0.7	1	6.5	90	DDC
DWC-032C	0.25	0.020	1.8	1.9	0.28	0.9	90	DDB
DWC-031C		0.031	4.7	1	0.76	3.8	90	DDC
DWC-047C		0.047	16	0.3	2.9	40	90	DDC
DWC-033D	0.312	0.020	1.5	3.5	0.16	0.38	90	DDC
DWC-031D		0.031	3.6	1.6	0.99	1.9	90	DDC
DWC-047D		0.047	12.9	0.9	2.2	10.8	90	DDD
DWC-031E	0.375	0.031	2.9	2.5	0.27	1	90	DDC
DWC-047E		0.047	10.5	0.9	1.7	9.5	90	DDD
DWC-062E		0.062	33	0.39	9.3	48	79	DDD
DWC-031F	0.437	0.031	3.5	2.5	0.28	0.63	90	DDD
DWC-047F		0.047	8.5	1.2	1.4	6.7	90	DDD
DWC-062F		0.062	23	0.6	4.3	28	79	DDZ
DWC-047G	0.5	0.047	7.3	1.6	1.1	3.7	90	DDZ
DWC-062G		0.062	17	0.8	2.3	16	79	DDZ
DWC-078G		0.078	24	0.45	8	57	77	DDZ
DWC-094G		0.094	37	0.25	16	160	74	DDZ
DWC-047H	0.625	0.047	6	3	0.7	1.7	90	DDZ
DWC-062H		0.062	13.3	1.4	2.1	7.8	79	DDZ
DWC-078H		0.078	27	0.9	5.2	39	77	DDZ
DWC-094H		0.094	46	0.4	11	72	74	DDH
DWC-062I	0.75	0.062	10.5	2.2	1.9	4.1	79	DDZ
DWC-078I		0.078	22	1.3	3.9	14	77	DDH
DWC-094I		0.094	36	0.7	8	36	74	DDK
DWC-125I		0.125	60	0.3	22	180	69	DDI
DWC-062J	0.875	0.062	9.2	3.3	1.1	3.4	79	DDZ
DWC-078J		0.078	18	1.7	2.8	9.7	77	DDJ
DWC-094J		0.094	31	1	9	35	74	DDK
DWC-125J		0.125	72	0.5	17	157	69	DDI
DWC-078K	1	0.078	16	2.5	2	5.5	77	DDJ
DWC-094K		0.094	26	1.5	4.8	12.7	74	DDL
DWC-125K		0.125	68	0.78	14	60	69	DDI
DWC-167K		0.167	200	0.23	60	620	63	DDN
DWC-094M	1.25	0.094	21	2.6	2.8	6.8	74	DDM
DWC-125M		0.125	47	1.2	9	31	69	DDN
DWC-167M		0.167	148	0.3	40	290	63	DDD

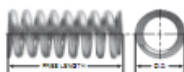
*SAFE MAX. LOAD INCLUDES INITIAL TENSION.
Note: Wire Dia. uses 200F in Music Wire (ASTM A229) and over 8 Oz. Tempered Wire (ST).
For prices from 100 lbs. use Price Index. Please inquire if you need a size not listed here.

Diamond Wire Spring Company 1-800-424-0500 Fax: 412-492-0106 catalog@stocksprings.com www.diamondwire.com

STOCK COMPRESSION SPRINGS

Music Wire/Oil Tempered
(See Below)

Ends Squared and Ground Ends to be Square Within 3 Degrees of Axis



DIAMOND WIRE SPRING STOCK NO.	OUTSIDE DIAMETER		TO WORK IN HOLE DIA.		TO WORK OVER ROD DIA.		WIRE DIA.	APPROX. LOAD AT SOLID HT.	FREE LENGTH		SOLID HT.		TOTAL DEFLECTION	SPRING RATE	PRICE GROUP			
	IN.	IN.	IN.	IN.	IN.	IN.			IN.	IN.	IN.	IN.			IN.	LB./IN.	QT/MW	SS
DWC-312P-14	1.937	2.000	1.250	0.312	597.000	3.000	2.108	0.884	688.0	AE								
DWC-312P-16						4.000	2.730	1.270	470.0	AF								
DWC-312P-18						5.000	3.354	1.648	383.0	AF								
DWC-312P-19						6.000	3.978	2.022	295.0	AG								
DWC-312P-20						7.000	4.602	2.398	249.0	AG								
DWC-312P-21						8.000	5.226	2.774	215.0	AH								
DWC-312P-22	9.000	5.850	3.150	180.0	AH													
DWC-343P-14	1.937	2.000	1.167	0.343	772.000	3.000	2.272	0.729	1062.0	AF								
DWC-343P-16						4.000	2.959	1.042	742.0	AF								
DWC-343P-18						5.000	3.644	1.356	570.0	AG								
DWC-343P-19						6.000	4.330	1.670	462.0	AG								
DWC-343P-20						7.000	5.016	1.984	385.0	AH								
DWC-343P-21						8.000	5.702	2.298	326.0	AH								
DWC-343P-22	9.000	6.388	2.612	285.0	AJ													
DWC-375P-14	1.937	2.000	1.125	0.375	1162.000	3.000	2.342	0.657	1756.0	AF								
DWC-375P-16						4.000	3.047	0.953	1217.0	AG								
DWC-375P-18						5.000	3.750	1.250	982.0	AG								
DWC-375P-19						6.000	4.453	1.547	785.0	AH								
DWC-375P-20						7.000	5.156	1.844	655.0	AH								
DWC-375P-21						8.000	5.859	2.141	547.0	AJ								
DWC-375P-22	9.000	6.562	2.438	461.0	AJ													
DWC-307PG-16	2.187	2.250	1.718	0.207	176.000	4.000	1.449	2.951	89.0	AA								
DWC-307PG-18						5.000	1.709	3.192	54.4	AA								
DWC-307PG-19						6.000	2.019	3.682	43.8	AB								
DWC-307PG-20						7.000	2.377	4.723	37.7	AB								
DWC-307PG-21						8.000	2.587	5.413	32.3	AC								
DWC-307PG-22						9.000	2.898	6.102	28.3	AD								
DWC-307PG-23	10.000	3.158	6.844	25.9	AD													
DWC-218PG-16	2.187	2.250	1.718	0.218	194.000	4.000	1.580	2.420	81.0	AA								
DWC-218PG-18						5.000	1.907	3.093	63.0	AB								
DWC-218PG-19						6.000	2.234	3.766	51.5	AC								
DWC-218PG-20						7.000	2.561	4.439	43.9	AD								
DWC-218PG-21						8.000	2.888	5.112	37.8	AE								
DWC-218PG-22						9.000	3.215	5.785	33.3	AE								
DWC-218PG-23	10.000	3.542	6.458	29.8	AE													
DWC-250PG-16	2.187	2.250	1.625	0.250	274.000	4.000	1.837	2.083	134.4	AC								
DWC-250PG-18						5.000	2.375	2.625	103.0	AD								
DWC-250PG-19						6.000	2.750	3.250	85.8	AE								
DWC-250PG-20						7.000	3.127	3.813	71.9	AE								
DWC-250PG-21						8.000	3.625	4.375	61.8	AF								
DWC-250PG-22						9.000	4.000	5.000	55.2	AF								
DWC-250PG-23	10.000	4.375	5.625	49.8	AF													
DWC-281PG-16	2.187	2.250	1.562	0.281	377.000	4.000	2.348	1.752	215.7	AD								
DWC-281PG-18						5.000	2.740	2.260	167.0	AE								
DWC-281PG-19						6.000	3.231	2.769	136.3	AF								
DWC-281PG-20						7.000	3.723	3.277	115.0	AF								
DWC-281PG-21	8.000	4.215	3.785	99.8	AG													

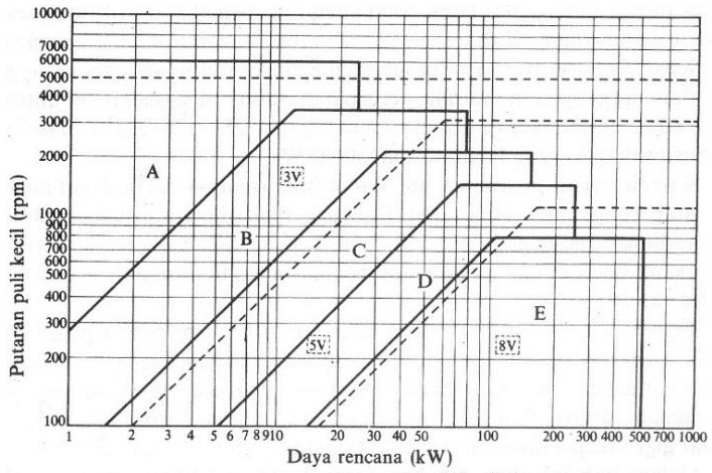
Note: Wire Dia. up to .028" is Music Wire (MW), .028" and over is Oil Tempered Wire (OT). For prices from 1 to 100 see Price Index.

Please inquire if you need a size not listed above.

Diamond Wire Spring Company 1-800-424-0500 Fax: 412-492-0106 catalog@stocksprings.com www.diamondwire.com

Lampiran 16

Tabel Pemilihan Belt



Lampiran 17

Tabel Beban Equivalen Bearing

Factor X and Y for Ball and Roller Bearings

(i.Fa/Co)	Single-Row Bearing				Double-Row Bearing				e
	(Fa/V.Fr) <e		(Fa/V.Fr) >e		(Fa/V.Fr) <e		(Fa/V.Fr) >e		
	X	Y	X	Y	X	Y	X	Y	
Radial Contact Ball Bearing									
0,014	1	0	0,56	2,30	1	0	0,56	2,30	0,19
0,028				1,99				1,99	0,22
0,056				1,71				1,71	0,26
0,084				1,55				1,55	0,28
0,110				1,45				1,45	0,30
0,170				1,31				1,31	0,34
0,280				1,15				1,15	0,38
0,420				1,04				1,04	0,42
0,560				1,00				1,00	0,44

Catatan :

(Fa/V.Fr) = e , maka : X = 1 dan Y = 0

Sumber : Deutschman, 1975

Lampiran 18

Tabel Bahan Poros Dan Pasak

Tabel 1.5 Standar baja.

Nama	Standar Jepang (JIS)	Standar Amerika (AISI), Inggris (BS), dan Jerman (DIN)
Baja karbon konstruksi mesin	S25C S30C S35C S40C S45C S50C S55C	AISI 1025, BS060A25 AISI 1030, BS060A30 AISI 1035, BS060A35, DIN C35 AISI 1040, BS060A40 AISI 1045, BS060A45, DIN C45, CK45 AISI 1050, BS060A50, DIN St 50.11 AISI 1055, BS060A55
Baja tempa	SF 40,45 50,55	ASTM A105-73
Baja nikel khrom	SNC SNC22	BS 653M31 BS En36
Baja nikel khrom molibden	SNCM 1 SNCM 2 SNCM 7 SNCM 8 SNCM22 SNCM23 SNCM25	AISI 4337 BS830M31 AISI 8645, BS En100D AISI 4340, BS817M40, 816M40 AISI 4315 AISI 4320, BS En325 BS En39B
Baja khrom	SCr 3 SCr 4 SCr 5 SCr21 SCr22	AISI 5135, BS530A36 AISI 5140, BS530A40 AISI 5145 AISI 5115 AISI 5120
Baja khrom molibden	SCM2 SCM3 SCM4 SCM5	AISI 4130, DIN 34CrMo4 AISI 4135, BS708A37, DIN34CrMo4 AISI 4140, BS708M40, DIN42CrMo4 AISI 4145, DIN50CrMo4

Tabel Bahan Poros Dan Pasak

Tabel 1.1 Baja karbon untuk konstruksi mesin dan baja batang yang difinis dingin untuk poros.

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

Lampiran 19

Tabel Koreksi Belt

Mesin yg digerakkan	Penggerak					
	Momen puntir puncak 200%			Momen puntir puncak >100%		
	Motor AC(momen normal, sangkar bajing sinkron) motor arus searah (lilitan shunt)			Motor AC balik (momen tinggi, fase tunggal, lilitan seri) motor arus searah (lilitan kompon, lilitan seri), mesin torak, kopling tak tetap		
	Jumlah jam kerja per hari			Jumlah jam kerja per hari		
	3-5 jam	8-10 jam	16-24 jam	3-5 jam	8-10 jam	16-24 jam
<i>Variasi beban sangat kecil</i>						
Pengaduk zat cair, kipas angin, blower (sampai 7,5 kw), pompa sentrifugal, konveyor tugas ringan	1,0	1,1	1,2	1,2	1,3	1,4
<i>Variasi beban kecil</i>						
Konveyor sabuk(pasir, batu bara) pengaduk, kipas angin(lebih dari 7,5 kW), mesin torak , peluncur, mesin perkakas, mesin percetakan	1,2	1,3	1,4	1,4	1,5	1,6
<i>Variasi beban sedang</i>						
Konveyor (ember, sekrup), pompa torak, kompresor, gilingan palu, pengocok, roots-blower, mesin tekstil, mesin kayu	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8
<i>Variasi beban besar</i>						

Penghancur, gilingan bola atau batang, pengangkat, mesin pabrik karet (rol karet, lender)	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9	2,0
---	-----	-----	-----	-----	-----	-----

Halaman ini sengaja dikosongkan

BIODATA PENULIS



Penulis dilahirkan di Kediri, 10 April 1992 dari pasangan Bapak Asmuin dan Ibu Eni Nur Yati. Merupakan anak pertama dari dua bersaudara dan berdomisili di Surabaya. Sepanjang 20 tahun ini penulis telah menempuh pendidikan formal dimulai dari SD Negeri 9 Surabaya, SMP Negeri 15 Surabaya, dan SMA Negeri 3 Surabaya.

Setelah lulus SMA tahun 2010, penulis mengikuti ujian masuk Diploma III ITS dan diterimasebagai mahasiswa di Jurusan D3 Teknik Mesin FTI-ITS Surabaya.

Dalam mengikuti proses pembelajaran akademik, penulis mengambil bidang studi manufaktur dan mengambil tugas akhir di bidang yang sama. Penulis mengikuti kegiatan-kegiatan non akademik di dalam maupun di luar jurusan seperti pelatihan LKMM (Pra-TD dan TD), Pelatihan *Leadership*, seminar-seminar, dan lain-lain

BIODATA PENULIS



Penulis dilahirkan di Gresik, 11 Oktober 1993 dari pasangan Bapak Kholil dan Ibu Sumila. Merupakan anak keenam dari tujuh bersaudara dan berdomisili di Surabaya. Sepanjang 20 tahun ini penulis telah menempuh pendidikan formal dimulai dari MI MANBAULULUM, SMP

ASSAADAH, dan SMK ASSAADAH

Setelah lulus SMK tahun 2011, penulis mengikuti ujian masuk Diploma III ITS dan diterimasebagai mahasiswa di Jurusan D3 Teknik Mesin FTI-ITS Surabaya.

Dalam mengikuti proses pembelajaran akademik, penulis mengambil bidang studi manufaktur dan mengambil tugas akhir di bidang yang sama. Penulis mengikuti kegiatan-kegiatan non akademik di dalam maupun di luar jurusan seperti pelatihan LKMM (Pra-TD dan TD), Pelatihan *Leadership*, seminar-seminar, dan lain-lain

Halman ini sengaja di kosongkan.