

35051/09



**ITS**  
Institut  
Teknologi  
Sepuluh Nopember



ASM  
621.815  
KUS  
F-1  
2009

Tugas Akhir - RM 0502

## RANCANG BANGUN MESIN COR SENTRIFUGAL DENGAN 2 DIES

HERI KUSWANTO  
NRP : 2104 030 064

Dosen Pembimbing  
Ir. SUGIJANTONO, M.Sc

PROGRAM STUDI D3 TEKNIK MESIN  
Fakultas Teknologi Industri  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember  
Surabaya 2009

PERPUSTAKAAN ITS	
Tgl. Terima	12-2-2009
Terima Dari	H
No. Agenda Prp.	914



**ITS**  
Institut  
Teknologi  
Sepuluh Nopember

**Tugas Akhir - RM 0502**

## **DESIGN OF CENTRIFUGAL CASTING MACHINE WITH 2 DIES**

**HERI KUSWANTO**  
**NRP : 2104 030 064**

**Dosen Pembimbing**  
**Ir. SUGIJANTONO, M.Sc**

**PROGRAM STUDI D3 TEKNIK MESIN**  
**Fakultas Teknologi Industri**  
**Institut Teknologi Sepuluh Nopember**  
**Surabaya 2009**

# RANCANG BANGUN MESIN COR SENTRIFUGAL DENGAN 2 DIES


## TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat  
Memperoleh Gelar Ahli Madya  
pada  
Bidang Studi Teknik Produksi  
Program Studi D3 Jurusan Teknik Mesin  
Fakultas Teknologi Industri  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh :  
**HERI KUSWANTO**  
NRP. 2104 030 064

Disetujui oleh Dosen Pembimbing Tugas Akhir :

Ir. Sugijantono, M.Sc

 (Pembimbing)



**SURABAYA**  
**FEBRUARI, 2009**

## RANCANG BANGUN MESIN COR SENTRIFUGAL DENGAN 2 DIES

Nama Mahasiswa : **HERI KUSWANTO**  
NRP : **2104 030 064**  
Jurusan : **D3 Teknik Mesin FTI-ITS**  
Dosen Pembimbing : **Ir. Sugijantono, M.Sc**

### Abstrak

*Penggunaan alat cor sistem tuang biasa dalam proses pengecoran logam pada proses produksi aksesoris cincin, sepertinya masih kurang efisien dalam kaitannya dengan waktu serta hasil produk pengecoran. Untuk mengatasi situasi ini, di buatlah modifikasi dari alat cor sistem tuang biasa serta mendesain ulang dari alat sebelumnya menjadi mesin cor sentrifugal dengan 2 cetakan..*

*Dalam mendesain ulang dan pembuatan mesin cor sentrifugal dengan 2 cetakan, dilakukan perhitungan daya mesin yang dibutuhkan serta melakukan perhitungan dimensi belt, pulley, poros, bantalan dan pasak. Sehingga alat ini mampu meminimalkan cacat pada produk hasil pengecoran.*

*Daya yang direncanakan sebesar 0,25Hp dengan spesifikasi belt type A dengan panjang 1016 mm, menggunakan dua buah pulley bertingkat 3, diameter pulley penggerak 50 mm, 60 mm, 75 mm dan pulley yang digerakkan 150 mm, 175 mm, 200 mm.*

**Kata kunci : Gaya Sentrifugal, Putaran , Daya Motor.**

## DESIGN OF CENTRIFUGAL CASTING MACHINE WITH 2 DIES

**Name of Student:** HERI KUSWANTO

**NRP** : 2104 030 064

**Departement** : D3 Mechanical Engineering FTI-ITS

**Lecturerer** : Ir. Sugijantono, M.Sc

### **Abstract**

*Applied machine of casting system, usual in metal casting process at ring accesories production process, so be efficientless in relationship with time and casting production yield. To solve this situation, so to make modification from usual casting system and to redesign from last machine become sentrifugal casting machine with 2 dies*

*In redesign process of centrifugal casting machine will calculating centrifugal force to puss and compressed metal liquid in mold. Previously, calculate dimension of belt, pulley, shaft, bearing and pin. Until casting machine capable to minimize deflect in the product.*

*Design of power is 0,25 HP with A type belt spesification and lenght is 1016 mm, using 2 pulleys with 3 storied, mover pulley diameter is 50 mm, 60 mm, 75 mm and pulley that moved is 150 mm, 175 mm, 200 mm.*

**Keywords :** *Centrifugal Force, Rotation, Power of Motor.*

## KATA PENGANTAR

Alhamdulillah, segala puji dan syukur kami panjatkan kehadirat Allah SWT yang telah melimpahkan rahmat-Nya sehingga penyusunan laporan tugas akhir yang berjudul **“Rancang Bangun Mesin Cor Sentrifugal Dengan 2 Dies “** ini dapat diselesaikan dengan baik.

Tugas akhir ini merupakan salah satu persyaratan yang harus dipenuhi oleh setiap mahasiswa Program Studi D3 Teknik Mesin FTI-ITS untuk bisa dinyatakan lulus. Dalam rangka tersebut maka disusunlah tugas akhir ini. Selain itu, tugas akhir ini juga merupakan suatu bukti yang dapat diberikan kepada almamater dan masyarakat untuk kehidupan sehari-hari.

Banyak pihak yang telah membantu sampai selesainya tugas akhir ini oleh karena itu pada kesempatan ini disampaikan terima kasih kepada :

1. Bapak Ir. Sugijantono, M.Sc selaku Pembimbing Tugas Akhir, yang sedikitpun tidak pernah berhenti memberikan bimbingan, dukungan dan saran, sehingga tugas akhir ini dapat diselesaikan dengan baik.
2. Bapak Prof. Dr. Ir. Bambang Sampurno, MT selaku Koordinator Tugas Akhir Program Studi D3 Teknik Mesin FTI – ITS.
3. Bapak Ir. Suhariyanto, M.Sc selaku Ketua Program Studi D3 Teknik Mesin FTI-ITS.
4. Bapak dan Ibu tercinta beserta kakak yang telah mendukung.
5. Bapak dan ibu dosen serta seluruh karyawan Program Studi D3 Teknik Mesin FTI-ITS yang telah banyak membantu selama perkuliahan.
6. Thanks to All Manufacture Crew D3 Teknik Mesin FTI – ITS.
7. Thanks to arek - arek kontrakan GL 33 Belakang Masjid Besar Al Ibrahim atas semua dukungannya.
8. Special Thanks to Nila, alvian ,Umar ,Agung Budi.

## DAFTAR ISI

Halaman Judul.....	i
Lembar Pengesahan .....	iii
Abstrak .....	iv
Abstract .....	v
Kata Pengantar .....	vi
Daftar Isi .....	viii
Daftar Gambar .....	ix
<b>BAB I PENDAHULUAN .....</b>	<b>1</b>
1.1. Latar Belakang .....	1
1.2. Perumusan Masalah .....	1
1.3. Batasan Masalah .....	1
1.4. Tujuan .....	2
1.5. Sistematika Penulisan .....	2
<b>BAB II DASAR TEORI .....</b>	<b>5</b>
2.1. Proses Pengecoran .....	5
2.2. Analisa Daya .....	6
2.2.1. Perhitungan Putaran Poros.....	6
2.2.2. Perhitungan Gaya Sentrifugal .....	7
2.2.3. Mencari torsi pada poros Mesin.....	7
2.1.4. Mencari Daya Untuk Memutar poros .....	9
2.1.5. Mencari Daya Motor.....	9
2.3. Perencanaan Elemen Mesin .....	9
2.3.1. Perencanaan Belt dan Pulley .....	9
2.3.2. Perbandingan Kecepatan.....	11
2.3.3. Panjang Belt.....	11
2.3.4. Kecepatan Keliling Belt.....	12
2.3.5. Jumlah Putaran Belt per Detik .....	13
2.3.6. Gaya Keliling.....	13
2.3.7. Tegangan Belt.....	13
2.3.8. Menghitung Jumlah Belt.....	14



2.3.9. Tegangan Maksimum pada Belt.....	14
2.3.10. Umur Belt.....	15
2.3.11. Sudut Kontak.....	15
2.3.12. Gaya Tarik Belt .....	16
2.3.13. Dimensi Pulley.....	17
2.3.14. Gaya Berat Pulley.....	18
2.4. Perencanaan Poros.....	18
2.4.1. Torsi .....	21
2.3.2. Diameter poros .....	21
2.5. Perencanaan Bantalan .....	22
2.5.1. Macam – macam bantalan .....	22
2.5.2. Perhitungan bantalan.....	23
2.5.3. Umur bantalan.....	27
2.6. Perencanaan Pasak .....	29
<b>BAB III METODOLOGI PENELITIAN .....</b>	<b>35</b>
<b>BAB IV HASIL DAN PERHITUNGAN .....</b>	<b>39</b>
4.1. Analisa Daya .....	39
4.1.1. Perhitungan Putaran Poros.....	39
4.1.2. Perhitungan Gaya Sentrifugal.....	39
4.1.3. Torsi pada Poros Mesin.....	40
4.1.4. Mencari Daya untuk Memutar Poros.....	41
4.1.5. Daya Motor.....	42
4.2. Perencanaan Elemen mesin .....	42
4.2.1. Belt dan Pulley .....	42
4.2.2. Velocity Ratio.....	43
4.2.3. Panjang Belt.....	43
4.2.4. Kecepatan Kelliling Belt.....	44
4.2.5. Jumlah Putaran Belt per Detik.....	45
4.2.6. Gaya Keliling .....	45
4.2.7. Tegangan Belt .....	45
4.2.8. Jumlah Belt.....	45
4.2.9. Tegangan Maksimum pada Belt.....	46





4.2.10. Umur Belt .....	46
4.2.11. Sudut Kontak.....	47
4.2.12. Gaya Tarik Belt.....	47
4.2.13. Dimensi Pulley.....	47
4.2.14. Berat Pulley .....	49
4.3. Perencanaan Poros.....	50
4.3.1. _Besat Torsi puley.....	51
4.3.2. Diameter Poros (d).....	58
4.4. Perencanaan Bantalan.....	59
4.4.1 Umur bantalan .....	60
4.5. Perencanaan Pasak .....	62
4.6. Hasil perhitungan akhir.....	64
<b>BAB V KESIMPULAN DAN SARAN .....</b>	<b>67</b>
5.1. Kesimpulan .....	67
5.2. Saran .....	67
<b>DAFTAR PUSTAKA .....</b>	<b>69</b>
<b>LAMPIRAN.....</b>	<b>71</b>

## DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1.	Pulley penggerak dan yang digerakkan.....	6
Gambar 2.2.	Gaya pada pulley .....	7
Gambar 2.3.	Ukuran belt .....	10
Gambar 2.4.	Diagram pemilihan belt .....	11
Gambar 2.5.	Ukuran-ukuran pada belt dan pulley .....	12
Gambar 2.6.	Sudut kontak yang terjadi pada pulley .....	16
Gambar 2.7.	Dimensi pulley.....	17
Gambar 2.8.	Bantalan gelinding .....	24
Gambar 2.9.	Pasak Pada Sebuah Poros.....	30
Gambar 2.10	Gaya-gaya yang bekerja pada pasak .....	30
Gambar 3.1	Diagram alir metodologi penelitian .....	35
Gambar 4.1.	Skema gaya sentrifugal .....	51
Gambar 4.2.	Skema gaya poros yang terjadi .....	52

# BAB I

## PENDAHULUAN

### I.1. Latar Belakang

Seiring dengan kemajuan teknologi dan ilmu pengetahuan yang ada muncul ide-ide untuk membuat alat, guna mempercepat dan mempermudah kerja manusia. Seperti pembuatan mesin cor sentrifugal yang menghasilkan produk seperti cincin, gantungan kunci dan aksesoris-aksesoris yang lain. Dengan menggunakan mesin ini maka pengecoran logam dapat dilakukan dengan meminimalkan cacat dan menghasilkan produk dengan cepat.

Dalam tugas ahir sebelumnya telah dibuat alat sentrifugal casting dengan satu (1) cetakan dengan kecepatan 700 rpm, kami merencanakan ulang mesin tersebut dengan menggunakan dua (2) cetakan dengan mereducar kecepatan 350, 480, dan 700 rpm. Dan pada akhirnya semoga dengan adanya alat tersebut masyarakat mempunyai banyak keuntungan baik di bidang waktu, biaya, kualitas produksi dan energi yang dibutuhkan.. Sehingga penggunaan alat ini dapat digunakan oleh masyarakat luas.

### I.2. Perumusan Masalah

Adapun beberapa permasalahan yang akan timbul dalam Rancang bangun mesin cor sentrifugal dengan 2 dies antara lain:

- a) Pengecoran menggunakan metode penuangan konvensional, banyak menghasilkan produk cacat.
- b) Perencanaan ulang mesin cor sentrifugal.

### I.3. Batasan Masalah

Dalam penulisan Tugas Akhir ini penulis tidak membahas masalah-masalah tentang :

- a) Tidak membahas dan menghitung kekuatan bahan serta dimensi kerangka Mesin Sentrifugal meliputi (las, mur&baut).
- b) Mekanika fluida dan perpindahan panas logam cair.
- c) Desain cetakan dan cawan tuang.

- d) Tidak membahas dan menghitung kekuatan pegas.
- e) Benda kerja hasil pengecoran.

#### I.4. Tujuan dan Manfaat

Adapun tujuan dari pembuatan mesin cor sentrifugal dengan motor listrik dalam tugas akhir ini adalah sebagai berikut :

- a. Mahasiswa dapat secara langsung menerapkan ilmu yang didapatkan dari bangku perkuliahan yang diharapkan dapat bermanfaat bagi masyarakat
- b. Merancang ulang dan menghitung komponen-komponen Mesin Cor Sentrifugal dengan 2 dies.
- c. Membuat aplikasi dan mewujudkan dalam bentuk nyata mesin cor sentrifugal dengan 2 dies sesuai hasil rancangan dan perhitungan.

#### I.5. Sistematika Penulisan

Sistem dalam penulisan tugas akhir ini adalah sebagai berikut :

##### **BAB I :Pendahuluan**

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

##### **BAB II : Dasar teori**

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

##### **BAB III : Metodologi**

Dalam bab ini berisi diagram alur tugas akhir, bagaimana urutan pengerjaan mesin sampai dengan selesai.

##### **BAB IV : Perencanaan dan perhitungan.**

Menguraikan perhitungan daya motor, gaya sentrifugal, pemilihan bahan poros, pasak, bantalan, pulley dan belt.

## BAB V : Kesimpulan dan Saran

Dalam bab ini berisikan tentang rangkuman hasil dari proses perhitungan komponen pada mesin cor sentrifugal secara singkat serta saran untuk pengembangan mesin yang lebih baik untuk ke depan.

## DAFTAR PUSTAKA

## LAMPIRAN

## BAB II DASAR TEORI

### II.1 Proses Pengecoran Sentrifugal

Pengecoran sentrifugal pertama kali digunakan untuk memproduksi pipa-pipa besi kelabu, tembaga, dan besi yang berdinding tipis. Seiring dengan perkembangan jaman serta teknologi yang ada, maka peralatan dan paduan-paduan cetakan memungkinkan untuk membuat sebuah proses yang flexibel dan dapat dipercaya, serta potongan-potongan berbentuk silinder yang diproduksi oleh centrifugal casting banyak digunakan diberbagai jenis industri. Cara kerja mesin cor sentrifugal, seperti gambar 2.1 dapat dijelaskan sebagai berikut :

1. Material yang digunakan sebagai logam cair dimasukkan dalam pouring basin, kemudian dipanaskan sampai mencapai titik lebur logam cair. Setelah mencapai titik leburnya proses pemutaran cetakan siap dijalankan.
2. Setelah material logam menjadi cair maka bagian lengan yang terdapat pouring dan cetakan diputar oleh motor penggerak
3. Tahap injeksi yaitu karena pengaruh putaran maka timbul gaya sentrifugal sehingga mengakibatkan tekanan yang mendorong logam cair menuju dinding cetakan.
4. Tahap penahanan yaitu tekanan yang dihasilkan oleh gaya sentrifugal harus tetap konstan dengan putaran yang terjadi.
5. Beberapa saat kecepatan putaran berkurang sampai berhenti, setelah itu dilakukan proses pelepasan cetakan dari slot.
6. Proses dilanjutkan dengan pembongkaran cetakan dan pembersihan kotoran dari material coran.

Pengecoran sentrifugal dilakukan dengan jalan memasukkan logam cair ke dalam cetakan yang kemudian berputar sehingga dihasilkan coran yang mampat tanpa cacat karena pengaruh gaya sentrifugal.

## II.2 Analisa Daya

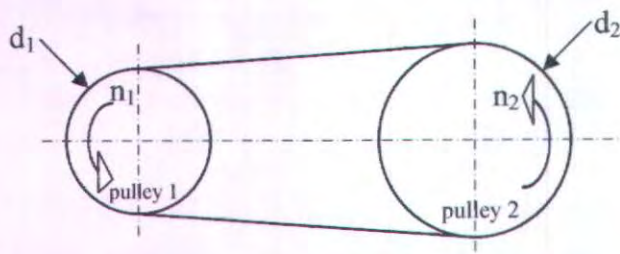
### II.2.1 Mencari Putaran Poros.

Dengan mensurvei besarnya putaran motor yang ada di pasaran yaitu putaran motor ( $n_1$ ) sedangkan pulley penggerak dan pulley yang digerakkan direncanakan, maka dapat dihitung putaran poros dengan menggunakan rumus :

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

Dimana :

- $n_1$  = Putaran motor ( rpm )
- $n_2$  = Putaran poros mesin ( rpm )
- $d_1$  = Diameter pulley penggerak ( mm )
- $d_2$  = Diameter pulley yang digerakkan (mm)



Gambar 2.1 Diameter pulley penggerak dan yang digerakkan

### II.2.2 Perhitungan Gaya Sentrifugal

Untuk mendorong logam cair masuk ke dalam cetakan dibutuhkan gaya sentrifugal dengan diketahui kecepatan sudut :

$$(\omega) = \frac{2\pi}{60} \cdot n = \text{rad/s} \quad (2.2)$$

Maka diketahui gaya sentrifugal :

$$F_s = m \cdot \omega^2 \cdot r \quad (2.3)$$

### II.2.3 Mencari Torsi pada Poros Mesin.

Untuk menentukan besarnya torsi pada poros agar aman digunakan rumus :

$$T = F_s \cdot R \quad (2.4)$$

$$T_2 = (F_1 - F_2) \cdot R_2 \quad (2.5)$$

Dimana :

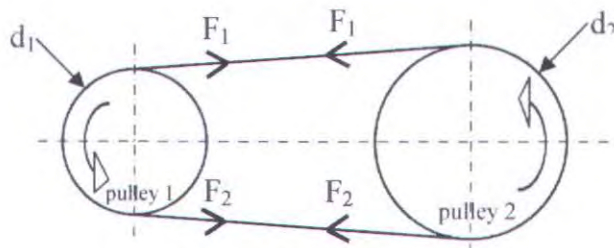
T = Torsi pada poros (Nm)

F<sub>s</sub> = Gaya sentrifugal (N)

R = Jarak antara pusat gaya terhadap logam (m)

F<sub>1</sub> = Gaya pada pulley penggerak (N).

F<sub>2</sub> = Gaya pada pulley yang digerakkan (N).



Gambar 2.2 Gaya pada pulley



Dari perhitungan torsi minimum pada poros, didapat  $T_2$  dalam satuan (Nm). Dan dari perhitungan putaran poros mesin, didapat  $n_2$  dalam rpm. Perbandingan diameter direncanakan :

$$d_1 : d_2 = 1 : 2$$

Dimana :

$d_1$  = Diameter pulley penggerak dalam satuan mm.

$d_2$  = Diameter pulley yang digerakkan dalam satuan mm.

Menghitung Torsi pada pulley penggerak ( $T_1$ ) dapat dicari dengan rumus :

$$T_1 = (F_1 - F_2) \cdot R_1$$

Dimana :

$F_1$  = Gaya pada pulley penggerak (N).

$F_2$  = Gaya pada pulley yang digerakkan (N).

$T_1$  = Torsi pada pulley motor (Nm).

$R_1$  = Jari-jari pulley (m).

$$\frac{F_1}{F_2} = e^{\mu \theta} \quad (2.6)$$

Dimana :

$F_1$  = Gaya pada pulley penggerak (N).

$F_2$  = Gaya pada pulley yang digerakkan (N).

$\mu = 0,3$  (lampiran 9)

$$\theta = 180^\circ - \frac{d_2 - d_1}{A} \cdot 60^\circ$$

### II.2.4 Mencari Daya untuk Memutar Poros.

Menghitung daya untuk memutar poros dapat digunakan rumus sebagai berikut :

$$P_1 = \frac{T_1 \cdot n_1}{63000} \quad (2.7)$$

Dimana :

- $P_1$  = Daya input (Hp)
- $T_1$  = Torsi poros motor (Nm)
- $n_1$  = Putaran poros motor ( rpm )

### II.2.5 Mencari Daya Motor.

Dari perhitungan daya untuk memutar poros ( $P_1$ ) dalam satuan (Hp), maka untuk menentukan daya motor digunakan rumus :

$$P_D = \frac{P_1 + P_2}{\eta} \quad (2.8)$$

Dimana :

- $P_D$  = Daya motor (Hp)
- $P_1$  = Daya input (Hp)
- $P_2$  = Daya untuk memutar poros (Hp)
- $\eta$  = efisiensi (0,96 untuk V-belt)

## II.3 Perencanaan Elemen Mesin

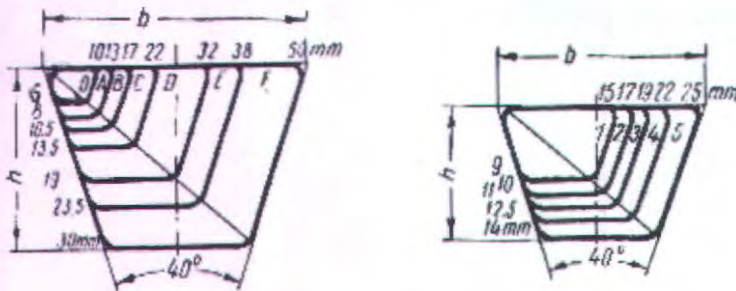
### II.3.1 Perencanaan Belt dan Pulley

Pemindahan daya yang digunakan pada mesin cor sentrifugal ini adalah dengan menggunakan belt dan pulley.

Belt termasuk alat pemindah daya yang sangat sederhana yang terpasang pada dua pulley, yaitu pulley penggerak dan puley yang digerakkan. Dilihat dari penampangnya, belt dibedakan menjadi tiga macam, yaitu :

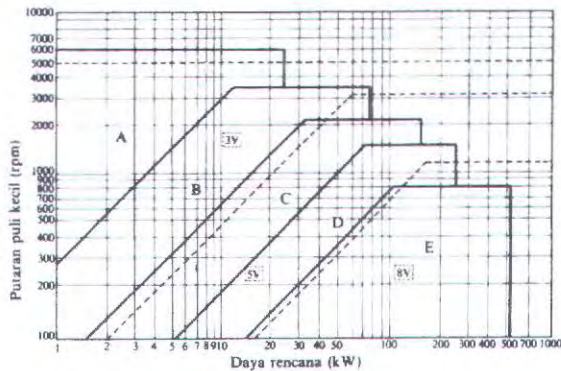
- a. Belt datar (Flat Belt)  
Belt yang mempunyai penampang melintang bentuk segi empat.
- b. Belt "V" (V Belt)  
Belt yang mempunyai penampang melintang bentuk "V" atau trapesium.
- c. Circular Belt atau Rope  
Belt yang mempunyai penampang melintang bentuk lingkaran.

Pemilihan belt dapat dilakukan setelah melihat gambar mesin yang akan dibuat. Dalam hal ini V-belt sendiri mempunyai beberapa tipe yaitu, O, A, B, C, D, E, F dan seterusnya. Karena tersedianya berbagai macam belt maka dirasa perlu untuk memilih salah satu tipe yang sesuai, berdasarkan luasan penampang belt.



Gambar 2.3 Ukuran belt

Dengan melihat pada gambar A-3 maka akan didapatkan tipe belt yang akan dipergunakan. Setelah semua data tersebut didapatkan, maka penentuan bahan Belt dapat ditentukan sehingga didapatkan nilai - nilai  $E_b$  (modulus elastis in bending),  $\gamma$  (specific weight) dan  $\sigma_{fat}$  dari belt.



Gambar 2.4 Diagram Pemilihan Belt

### II.3.2 Perbandingan Kecepatan (velocity ratio)

Penentuan Velocity Ratio ini dimaksudkan untuk mengetahui perbandingan kecepatan dari pulley 1 dengan pulley 2. Perbandingan kecepatan tersebut dapat dinyatakan sesuai dengan persamaan :

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_1}{d_2} \quad (2.9)$$

Keterangan :

- $d_0$  : diameter pulley penggerak (mm)
- $d_1$  : diameter pulley yang digerakkan (mm)
- $n_1$  : putaran pulley penggerak (rpm)
- $n_2$  : putaran pulley yang digerakkan (rpm)

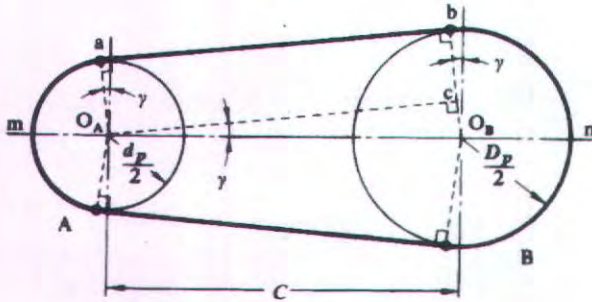
### II.3.3 Panjang Belt

Dalam mencari panjang belt, penggunaan rumus tergantung pada *sketch*/bentuk hubungan belt dan pulley. Karena pada mesin ini menggunakan *sketch* open belt drive, maka rumus untuk mencari panjang belt adalah sebagai berikut :

$$L = 2 \cdot c + \frac{\pi}{2} (d_2 + d_1) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4 \cdot a} \quad (2.10)$$

Keterangan :

$L$ : panjang belt	(mm)
$r_1$ : diameter pulley penggerak	(mm)
$r_2$ : diameter pulley yang digerakkan	(mm)
$c$ : jarak sumbu antar poros	(mm)



Gambar 2.5 Ukuran-ukuran pada belt dan pulley

### II.3.4 Kecepatan Keliling Belt

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

$$v = \frac{\pi \cdot d_0 \cdot n_0}{60 \cdot 1000} \quad (2.11)$$

Keterangan :

$v$ : kecepatan keliling belt	(m/s)
$d_1$ : diameter pulley penggerak	(mm)
$n_1$ : putaran pulley penggerak	(rpm)

### II.3.5 Jumlah Putaran Belt per Detik

$$U = \frac{v}{L} \quad (2.12)$$

Keterangan :

U : putaran belt per detik	(rps)
L : panjang belt	(m)
v : kecepatan keliling belt	(m/s)

### II.3.6 Gaya Keliling

Gaya keliling (F) adalah gaya yang bekerja pada belt dan diakibatkan oleh gesekan atau beban.

$$F_{keliling} = \frac{102 \cdot P_D}{v} \quad (2.13)$$

Keterangan :

F : gaya keliling pada	(N)
$P_D$ : daya pulley penggerak	(kW)
v : kecepatan keliling belt	(m/s)

### II.3.7 Tegangan Belt

Penampang belt yang 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 :

$$\sigma_d = 2 \cdot \varphi \cdot \sigma_0 \quad (2.14)$$

Keterangan :

$\sigma_d$ : tegangan pada belt	(N/cm <sup>2</sup> )
$\varphi$ : faktor tarikan	
$\sigma_0$ : tegangan awal belt	(N/cm <sup>2</sup> )



Faktor tarikan :

- Untuk belt datar : 0,5 - 0,6
- Untuk V-belt : 0,7 - 0,9

Tegangan awal :

- Untuk belt datar < 18 N/cm<sup>2</sup>
- Untuk V-belt < 12 N/cm<sup>2</sup>

### II.3.8 Menghitung Jumlah Belt

Dari tegangan yang timbul akibat beban ini maka akan dicari jumlah belt yang dipakai dengan menggunakan rumus sebagai berikut :

$$Z = \frac{F_{keliling}}{\sigma_d \cdot A} \quad (2.15)$$

Keterangan :

$Z$  : jumlah belt

$A$  : luasan penampang belt (cm<sup>2</sup>)

$F$  : gaya keliling pada belt (N)

$\sigma_d$  : tegangan pada belt (N/cm<sup>2</sup>)

### II.3.9 Tegangan Maksimum pada Belt

$$\sigma_{max} = \sigma_0 + \frac{F}{2 \cdot z \cdot A} + \sigma_v + \sigma_{b_{max}} \quad (2.16)$$

$$\sigma_{max} = \sigma_0 + \frac{F}{2 \cdot z \cdot A} + \frac{\gamma \cdot v^2}{10g} + \epsilon_b \frac{h}{d_m} \quad (2.17)$$

Keterangan :

$\sigma_{max}$  : tegangan maksimum (N/cm<sup>2</sup>)

$\sigma_0$  : tegangan awal (N/cm<sup>2</sup>)

$F$  : gaya keliling pada belt (N)

$\gamma$  : berat spesifik bahan belt (kg/dm<sup>3</sup>)



$\epsilon_b$ : modulus elastisitas	(kg/cm <sup>2</sup> )
$v$ : kecepatan keliling pulley	(m/s)
$g$ : gravitasi	(m/s <sup>2</sup> )
$h$ : tebal belt	(cm)
$d_m$ : diameter pulley penggerak	(cm)
$z$ : jumlah belt	
$A$ : luas penampang belt	(cm <sup>2</sup> )

### II.3.10 Umur Belt

$$H = \frac{N_{base}}{3600 \cdot U \cdot x} \left( \frac{\sigma_{fat}}{\sigma_{max}} \right)^m \quad (2.18)$$

Keterangan :

$H$  : umur belt

$N_{base}$  : basis fatigue test yaitu (10<sup>7</sup> cycle)

$U$  : putaran belt per detik (rps)

$x$  : jumlah pulley yang berputar

$\sigma_{fat}$  : fatigue limit (N/cm<sup>2</sup>)

$\sigma_{max}$  : tegangan maksimum (N/cm<sup>2</sup>)

$m$  : 5 untuk belt datar, 8 untuk V-belt

### II.3.11 Sudut Kontak

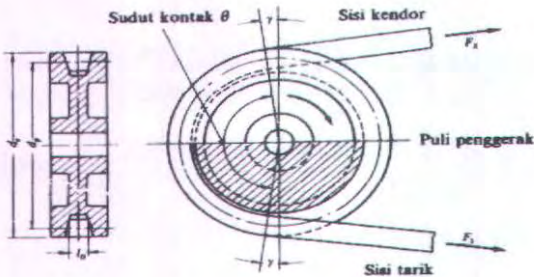
Dalam mencari sudut kontak, penggunaan rumus tergantung pada *sketch*/bentuk hubungan belt dan pulley. Karena pada mesin ini menggunakan *sketch open belt drive* maka rumus untuk mencari sudut kontak adalah sebagai berikut :

$$\alpha = 180^\circ - \left( \frac{d_1 - d_0}{a} \cdot 60^\circ \right) \quad (2.19)$$



Keterangan :

- $\alpha$  : sudut kontak (°)  
 $d_0$  : diameter pulley penggerak (mm)  
 $d_1$  : diameter pulley yang digerakkan (mm)  
 $a$  : jarak antar poros (mm)



Gambar 2.6 Sudut kontak yang terjadi pada pulley

### II.3.12 Gaya Tarik Belt

$$F_R = \frac{F}{\phi} \sin \frac{\alpha}{2} \quad (1.12)$$

Keterangan :

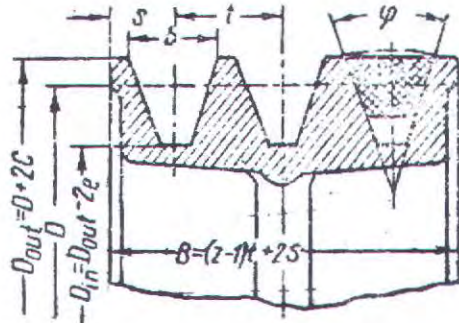
- $F_R$  : gaya tarik terhadap poros (N)  
 $F$  : gaya keliling (N)  
 $\phi$  : faktor tarikan  
 $\alpha$  : sudut kontak (°)

Karena adanya *overload factor* ( $\beta$ ) pada tarikan awal sebesar 1,5 maka gaya tarik terhadap poros menjadi :

$$F_{Rmax} = 1,5 F_R \quad (1.13)$$

### II.3.13 Dimensi Pulley

Setelah mengetahui jenis belt yang digunakan, dan tipe dari belt tersebut, maka kita dapat mengetahui spesifikasi tipe belt tersebut dan menggunakannya untuk mencari dimensi pulley yang akan digunakan.



Gambar 2.7 Dimensi Pulley

Mencari diameter luar pulley

$$d_{out} = d + 2c \quad (2.22)$$

Mencari diameter dalam pulley

$$d_m = d - 2e \quad (2.23)$$

Mencari lebar pulley

$$B = (Z - 1)t + 2s \quad (2.24)$$

Keterangan :

$d_{out}$  : diameter luar pulley (mm)

$d_m$  : diameter dalam pulley (mm)

$d$  : diameter pulley (mm)

$B$  : lebar pulley (mm)

$Z$  : jumlah belt

### II.3.14 Gaya Berat Pulley

$$W = \rho V g \quad (2.25)$$

$$V = \frac{\pi}{4} (d_{out}^2) B \quad (2.26)$$

$$W = \rho g \left( \frac{\pi}{4} d_{out}^2 B \right) \quad (2.27)$$

Keterangan :

$W$ : gaya berat pulley	(N)
$\rho$ : massa jenis pulley	(kg/m <sup>3</sup> )
$V$ : volume pulley	(m <sup>3</sup> )
$d_{out}$ : diameter luar pulley	(m)
$g$ : gravitasi	(m/s <sup>2</sup> )
$B$ : lebar pulley	(m)

## II.4 Perencanaan Poros

Poros adalah salah satu komponen dari elemen mesin yang memiliki fungsi penerus daya dan mendistribusikannya melalui elemen mesin lainnya misal pulley & belt.

Poros merupakan salah satu bagian terpenting untuk meneruskan tenaga bersama dengan putaran. Poros diklasifikasikan menurut jenis pembebanan sebagai berikut :

- Poros Transmisi

Poros macam ini mendapat beban puntir murni dan lentur, daya ditransmisikan kepada poros ini melalui kopling, roda gigi, pulley sabuk atau sprocket rantai dan lain-lain.

- Spindel

Poros transmisi yang relative pendek seperti poros utama mesin perkakas dimana beban utama berupa puntiran disebut spindel. Syarat yang harus dipenuhi poros ini adalah deformasinya harus kecil dan bentuk dan ukuran harus kecil.

- Gandar

Poros seperti yang dipasang diantara roda-roda kereta barang dimana tidak mendapat beban puntir bahkan kadang-kadang tidak boleh berputar. Gandar ini hanya mendapat beban lentur kecuali jika digerakkan oleh penggerak mula dimana akan mengalami beban puntir juga.

- Poros

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

- Poros Luwes

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

Hal yang perlu diperhatikan dalam perencanaan poros antara lain sebagai berikut :

- Kekuatan poros

Sebuah poros harus direncanakan kekuatannya sehingga mampu menahan beban-beban yang akan terjadi seperti punter dan lentur, tarik, dan tekan.

- Kekakuan Poros

Kekakuan poros harus diperhatikan dan disesuaikan dengan jenis mesin yang akan dilayani oleh mesin.

- Putaran Kritis

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

- Korosi

Bahan-bahan tahan korosi (termasuk plastik) harus dipilih untuk poros popeler dan pompa bila terjadi kontak dengan fluida yang korosif. Demikian pula untuk poros-poros yang terancam kavitasi, dan poros-poros mesin yang sering berhenti lama. sampai batas-batas tertentu dapat pula dilakukan perlindungan terhadap korosi.

- Bahan Poros

Poros untuk mesin umum biasanya dibuat dari baja batang yang ditarik dingin dan finish, baja karbon konstruksi mesin (disebut bahan S-C) yang dihasilkan oleh ingot.

Dalam hal ini poros yang digunakan adalah poros transmisi karena beban yang diterima adalah gabungan antara beban puntir dan beban lentur yang bekerja secara bersamaan sehingga permukaan poros akan menjadi tegangan geser karena momen puntir dan momen lentur, jika poros mempunyai pully & belt untuk meneruskan daya besar

maka kejutan berat akan terjadi pada saat mulai atau berputar.

Untuk dapat menentukan diameter poros, maka perlu diketahui tegangan yang diterima atau yang ditimbulkan oleh mekanisme yang terpasang pada poros, seperti : tegangan bending, tegangan torsi, tegangan kombinasi antara bending dan torsi. Kemudian dicari tegangan resultan terbesar dari setiap titik pada poros. Dan rumus-rumus yang digunakan adalah sebagai berikut:

#### II.4.1 Torsi ( T )

$$T = 63000 \frac{HP}{n} \text{ (lb.in) } \quad (2.28)$$

[Machine Design Theory and Practice, 1975 : 666]

Dimana :

HP = Daya yang ditransmisikan (*hp*)

n = Kecepatan keliling (*rpm*)

#### II.4.2 Diameter Poros (d)

$$d^6 \geq \frac{16 \cdot Mt \cdot N}{S_{yp} \cdot k_p \cdot \pi} \quad (2.29)$$

$$d \geq \sqrt[6]{\frac{16 \cdot Mt \cdot N}{S_{yp} \cdot K_p \cdot \pi}} \quad (2.30)$$

[Machine Elements, 1970 : 403]

Dimana :

$N$  = Angka Keamanan

$S_{yp}$  = *Yield Strength*

$k_p$  = Konstanta poros

## II.5 Perencanaan Bantalan

### II.5.1 Macam-macam bantalan

Bantalan adalah elemen mesin yang menumpu pada poros berbeban, sehingga putaran atau gerakan bolak-balik dapat berlangsung secara halus, aman dan awet. Bantalan harus cukup kokoh untuk memungkinkan poros serta elemen mesin lainnya bekerja dengan baik. Jika bantalan tidak berfungsi dengan baik maka prestasi seluruh system akan menurun atau tak dapat bekerja secara baik. Jadi, bantalan dalam permesinan dapat disamakan perannya dengan pondasi gedung.

Klasifikasi bantalan :

- Berdasarkan gerakan bantalan terhadap poros

#### a. Bantalan luncur

Pada bantalan ini terjadi gesekan luncur antara poros dan bantalan karena permukaan poros ditumpu oleh permukaan bantalan dengan perantara lapisan pelumas.

#### b. Bantalan Gelinding

Pada bantalan ini terjadi gesekan gelinding antara bagian yang berputar dengan yang diam melalui elemen gelinding seperti bola ( peluru ), rol atau rol jarum dan rol bulat.

- Berdasarkan arah beban terhadap poros

- a. Bantalan radial

- Pada bantalan ini arah beban yang ditumpu bantalan ini adalah tegak lurus sumbu poros.

- b. Bantalan aksial

- Pada bantalan ini arah bantalan ini sejajar dengan sumbu poros.

- c. Bantalan Gelinding khusus

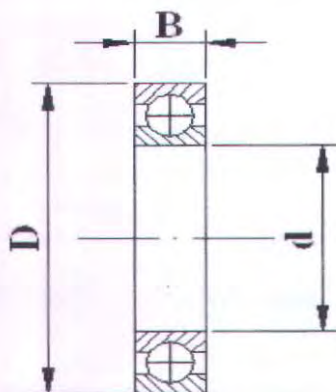
- Bantalan ini dapat menumpu beban yang arahnya sejajar dan tegak lurus sumbu poros.

### **II.5.2 Perhitungan bantalan**

Dalam perhitungan ini akan digunakan jenis bantalan gelinding ( rolling bearing ) karena bantalan ini mampu menerima beban radial maupun axial relative lebih besar. Bantalan gelinding umumnya lebih cocok untuk beban kecil daripada bantalan luncur. Tergantung dari pada bentuk elemen gelindingnya. Putaran pada bantalan ini dibatasi oleh gaya sentrifugal yang timbul pada elemen gelinding tersebut. Karena konstruksinya yang sukar dan ketelitiannya sangat tinggi. Maka bantalan gelinding yang dibuat oleh pabrik – pabrik tertentu saja. Adapun harganya pada umumnya lebih mahal dari pada bantalan luncur. Untuk menekan biaya pembuatan serta memudahkan pemakaian bantalan gelinding diproduksnya menurut standart dalam berbagai bentuk dan ukuran. Keunggulan bantalan ini adalah pada gesekan yang rendah. Pelumasannya sangat sederhana, cukup dengan gemuk (steand peat ), bahkan pada macam



yang memakai sil sendiri tidak perlu pelumas lagi. Meskipun ketelitiannya sangat tinggi, karena adanya gerakan elemen mesin gelinding dan sankar, pada putaran tinggi bantalan ini agak gaduh dibandingkan bantalan luncur. Pada waktu memilih bantalan, cirri masing – masing harus dipertimbangkan dengan sesuai pemakaian.



**Gambar 2.8** Bantalan Gelinding

Bantalan menerima beban yang berkombinasi antara beban radial ( $F_r$ ) dan beban aksial ( $F_a$ ), serta pada suatu kondisi ring dalamnya, sedangkan ring luarnya yang berputar, sehingga beban ekivalent ( $P$ ) sebagai berikut : (Sularso, Perencanaan Elemen Mesin, 2002)

$$P = X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a \quad (2.31)$$

[Sularso, Perencanaan Elemen Mesin, 2000]

Dimana :

$X$ : Faktor beban radial

$Y$ : Faktor beban radial

$V$ : Faktor putaran; ring dalam yang berputar  $V=1$ , jika ring luar yang berputar  $V=1.2$

$F_r$  : Beban radial

$F_a$ : Beban axial

Harga  $X$  dan  $Y$  dapat dicari dengan table lampiran 6 (Sularso, Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, 2002)

$X$  :Konstanta radial

$Y$  :Konstanta axial

Hasil perhitungan beban ekivalen diatas tidak memperhitungkan adanya beban kejut dan impact. Maka agar lebih aman dari beban ini dan dapat menghindari kerusakan bantalan lebih awal, beban ekivalent tersebut menjadi :

$$P = F_s \cdot (X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a) \quad (2,32)$$

Dimana :

$V$  :Konstanta kondisi beban

- 1,0 untuk beban rata.

- 1,7 untuk beban berat.

Jika beban radialnya jauh lebih besar daripada beban aksial, maka beban ekivalen dapat dituliskan sebagai berikut:

$$P = F_s.(V.Fr)35) \quad (2.33)$$

[Machine Design Theory and Practice, 1975 : 486]

Walaupun bantalan gelinding disebut juga bantalan anti gesekan (*Anti Friction Bearing*), karena adanya beban putaran akan dapat terjadi peristiwa slip dan histerisis (teori elastisitas), sehingga timbul gesekan diantara komponen bantalan yaitu ring luar, bola, rol, dan ring dalamnya. Akibat dari gesekan ini maka akan menyebabkan kehilangan daya, dan secara pendekatan kehilangan daya tersebut dapat dihitung dengan rumus sebagai berikut :

$$H_p = \frac{T.n}{63000} = \frac{f.Fr.d.n}{126.059} .hp \quad (Kw) \quad (2.34)$$

Dimana :

$H_p$  = daya yang hilang karena torsi gesekan ( hp )

$n$  = putaran poros ( rpm )

$d$  = diameter lubang bantalan ( m )

$Fr$  = gaya radial bantalan ( N )

$f$  = koefisien gesek

Koefisien gesek pada table didasarkan atas tipe bantalanya, serta kondisinya. Dan perlu untuk diketahui bahwa koefisien geseki  $f$  yang terdapat dalam table 2.2. dapat diadakan modifikasi atau perubahan tergantung kepada perencanaan , yang dikaitkan dengan temperature kerja, kecepatan berpoutarnya , beban dan pelumasannya, diluar keadaan operasionalnya.

### II.5.3 Umur bantalan

Dalam pemilihan bantalan gelinding ini, umur bantalan sangat perlu diperhatikan yang juga didasarkan kepada beban yang diterimanya, dan dibawah ini terdapat beberapa definisi tentang umur-umur bantalan :

1. Umur (*life*)

Diartikan sebagai jumlah perputaran yang dapat dicapai dari bantalan sebelum mengalami kerusakan atau kegagalan yang pertama pada masing-masing elemena seperti ring atau bola/rol.

2. Umur berdasarkan kepercayaan (*rating life*).

Diartikan pula sebagai umur yang yang dicapai dalam jumlah putaran yang dapat dicapai berdasarkan kepercayaan (*reliability*) 90% berarti dianggap 10% kegagalan. Umur disimbolkan dengan  $L_{10}$  dalam jumlah perputaran atau  $L_{10}$  dalam satuan jam dengan anggapan putaran konstan.

3 Basis kemampuan menerima beban (*Basic load rating*)

Disebut juga dengan “*Dynamic load rating* (Beban Dinamis)” diartikan sebagai beban yang mampu diterima dalam keadaan dinamis berputar dalam jumlah putaran konstan 1.000.000 ( $10^6$ ) putaran dengan ring luar tetap dan ring dalam yang berputar. disimbulkan dengan C.

4 Kemampuan menerima beban statis (*Basic Statis Load Rating*).

Diartikan sebagai jumlah beban radial yang mempunyai hubungan dengan defleksi total yang terjadi secara permanen pada elemen-elemen bantalanya, yang memberikan bidang tekananya. Disimbulkan dengan  $C_o$ .

Perhitungan bantalan akan didapat harga  $C_o$  dan  $C$  yang tergantung dari diameter  $l$ ; ubang, seri dimensi, dan jenis bantalan dimana:

1.  $C$  (Kapasitas nominal bantalan dinamis spesifik).  
Yaitu : beban dalam arah tetap dan konstan yang diterima oleh sejumlah bantalan yang berputar  $10^6$  putaran yang mana 90% dari bantalan tersebut tidak mengalami kerusakan.

2.  $C_o$  (Kapasitas bantalan statis spesifik).  
Yaitu : beban radial yang diterima bantalan sehingga total deformasi permanent gelinding dan cincin maksimal 0,0001 kali diameter element gelinding. Sehingga disioni umur bantalan dapat dihitung dengan menggunakan rumus :

Untuk diameter bola lebih dari 25,4 (mm), maka harga  $C$  adalah :

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^b \times 10^{-6} \quad (2.35)$$

[Machine Design Theory and Practice, 1975 : 485]

Untuk diameter bola lebih dari 25,4 ( mm ), maka harga  $C$  adalah :

$$C = fc(\cos \alpha)^{0,7} Z^{\frac{2}{3}} \times 3,647 D^{1,4} \quad (2.36)$$

Dimana :

$L_{10h}$  : Umur nominal bantalan (jam kerja)

$P$  : Beban ekivalen (N)

$C$  : Beban dinamis (N)

$b$  : 3 untuk ball bearing

:  $\frac{10}{3}$  Untuk *rolling bearing*.

$n$  : Putaran (rpm)

$\alpha$  : sudut kontak nominal

$D_a$  : Diameter bola (mm)

$f_c$  : Faktor koreksi.

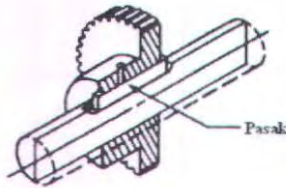
$i$  : Jumlah baris bola dalam satu bantalan

## II.6 Perencanaan Pasak

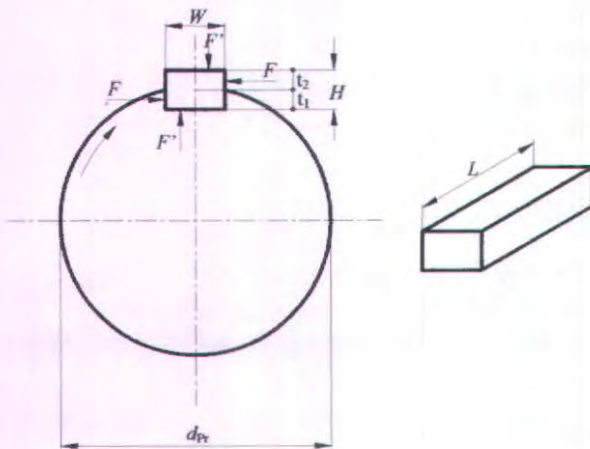
Pasak adalah suatu elemen mesin yang dipakai untuk menetapkan bagian-bagian mesin, seperti roda gigi, sprocket, pully, kopling, dll. Pada poros momen diteruskan dari poros ke naf atau dari naf keporos.

Fungsi yang serupa dengan pasak dilakukan oleh seplain (spline) dan gerigi (serration) yang mempunyai gigi luar pada poros dan gigi dalam dengan jumlah gigi yang sama pada naf dan saling terkait yang satu dengan yang lain. Gigi pada splain adalah besar, sedang pada gerigi adalah kecil dengan jarak bagi yang kecil pula. Kedua-duanya dapat digeser secara aksial pada waktu meneruskan daya.

Dalam pembahasan disini hanya akan diuraikan tentang pasak saja. Pasak pada umumnya dapat digolongkan atas beberapa macam sebagai berikut menurut letaknya pada poros dapat dibedakan antara pasak pelana, pasak rata, pasak benam, dan pasak singgung. yang umumnya berpenampang segi empat.



**Gambar 2.9** Pasak Pada Sebuah Poros



**Gambar 2.10** Gaya-gaya yang bekerja pada pasak

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

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

- Tinjauan terhadap geser ( $\tau_s$ )

$$F = \frac{T}{0,5 \cdot D} \quad (2.37)$$

[Machine Design Theory and Practice, 1975 : 366]

Dimana :

F = Gaya F

T = Torsi

D = Diameter Poros

Pada pasak gaya F ini akan menimbulkan gaya geser sebesar :

$$\tau_s = \frac{F}{A} = \frac{2T}{W.L.D} \quad (2.38)$$

[Machine Design Theory and Practice, 1975 : 367]

Dimana :

W = Lebar pasak

L = Panjang pasak

Supaya aman, maka syarat yang harus dipenuhi adalah :

$$\frac{2T}{W.L.D} \leq \frac{Ks.Syp}{N} \quad \text{maka} \quad (2.39)$$



$$L \geq \frac{2T.N}{K_s.Syp.W.D} \quad (2.40)$$

[Machine Design Theory and Practice, 1975 : 367]

- Tinjauan terhadap kompresi

Sesuai dengan pasak segi empat, yaitu setengah dari tinggi pasak masuk kedalam poros dan setengahnya lagi masuk pada hubnya dan tinggi pasak sama dengan lebarnya ( $H=W$ )

Tegangan Kompresi yang timbul akibat gaya  $F$  adalah :

$$\sigma_c = \frac{F}{A} = \frac{2T}{0,5W.L.D} = \frac{4.T}{W.L.D} \quad (2.41)$$

[Machine Design Theory and Practice, 1975 : 367]

Dimana :

W = lebar pasak

L = Panjang pasak

Syarat yang harus dipenuhi agar pasak aman adalah

$$\frac{4.T}{W.L.D} \leq \frac{K_c.Syp}{N} \text{ maka,} \quad (2.42)$$

$$L \geq \frac{4.T.N}{K_c.Syp.W.L.D} \quad (2.43)$$

[Machine Design Theory and Practice, 1975 : 367]

Dari kedua peninjauan diatas maka dapat dihitung panjang pasak yang merupakan panjang minimum terbesar namun aman terhadap tegangan yang terjadi. dan persyaratan panjang pasak harus disesuaikan dengan tabel, ataupun berapa kali dari besar diameternya.

### BAB III METODOLOGI

Dalam pelaksanaan pembuatan Tugas Akhir ini menggunakan metode penelitian meliputi :



Gambar 3.1. Diagram Alir Metodologi Penelitian

a. Observasi

Tahap ini dilakukan dengan pengamatan pada pengrajin cor di desa bejijong trowulan dari pengamatan tersebut didapat tentang bahan yang biasa dipakai untuk membuat kerajinan logam, dan data-data tentang proses pembuatan kerajinan logam.

b. Studi literatur.

Pada tahapan ini setelah memperoleh data dari pengrajin cor, studi literatur dilakukan dengan cara melakukan pencarian data-data yang diperlukan dari literatur-literatur maupun pencarian dalam internet.

c. Data.

Data diperoleh dari observasi lapangan tentang bahan dan proses pembuatan kerajinan logam, serta Studi literatur guna mendukung data-data yang diperlukan.

d. Perencanaan Alat.

Perencanaan alat yang dimaksud adalah untuk merencanakan ulang Mesin pengecoran sentrifugal dengan memperhatikan data-data yang diperoleh dari studi literatur maupun observasi lapangan.

e. Perhitungan komponen.

Dalam tahapan ini dilakukan perhitungan tentang gaya-gaya, momen yang terjadi, serta dimensi komponen yang meliputi :

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

f. Pembuatan dan perakitan alat

Dengan hasil perhitungan dan perencanaan ulang alat, maka dapat dibuat sebuah Mesin pengecoran sentrifugal.

g. Pengujian

Pada tahap ini dilakukan pengujian terhadap alat untuk mengetahui alat bekerja dengan baik atau tidak.

h. Pembuatan Laporan.

Setelah melakukan pengujian dan perhitungan, maka dibuatlah laporan mengenai hasil pengujian alat serta perhitungan tentang perencanaan Mesin pengecoran sentrifugal.

## BAB IV PERENCANAAN DAN PERHITUNGAN

### IV.1. Analisa Daya

#### IV.1.1. Perhitungan Putaran Poros

Dari hasil survey putaran motor ( $n_1$ ) yang ada di pasaran yaitu 1400 rpm, maka untuk menghitung putaran poros mesin dengan menggunakan perbandingan (1:4), adapun pulley yang direncanakan, untuk pulley penggerak ( $d_1$ ) direncanakan 50 mm dan pulley yang digerakkan ( $d_2$ ) direncanakan 200 mm. Rumus untuk menghitung putaran poros adalah sebagai berikut:

$$\begin{aligned}n_2 &= \frac{n_1 \cdot d_1}{d_2} \\ &= \frac{1400rpm \cdot 50mm}{200mm} \\ &= 350rpm\end{aligned}$$

#### IV.1.1.1. Perhitungan Gaya Sentrifugal

Untuk mendorong logam cair masuk ke dalam cetakan dibutuhkan gaya sentrifugal( $F_s$ ) dengan diketahui :

$$\text{massa logam } (m) = 0,2 \text{ kg}$$

$$\text{Jarak poros dengan logam } (r) = 100mm = 0,10m$$

$$\text{Kecepatan sudut } (\omega) = 350 \cdot \frac{2\pi}{60} = 36,63 \text{ rad/s}$$

$$\text{Gaya sentrifugal } (F_s) = m \cdot \omega^2 \cdot r$$

$$= 0,2kg \cdot 36,63 \text{ rad/s}^2 \cdot 0,10m$$

$$= 26,83N$$

**IV.1.1.2. Torsi pada Poros Mesin**

Besarnya torsi minimum untuk kebutuhan sentrifugal ( $T_s$ ):

$$\begin{aligned} T_s &= F_s \cdot R \\ &= 26,83 \cdot 0,10 \\ &= 2,683 Nm \end{aligned}$$

Dengan diketahui  $T_s$  maka dapat diketahui torsi pada pulley 2 untuk menghitung  $F_1$  dan  $F_2$  pada belt:

$$\begin{aligned} T_2 &= (F_1 - F_2) \cdot R_2 \\ 2,683 Nm &= (F_1 - F_2) \cdot 0,100 m \\ \frac{2,683}{0,100} &= (F_1 - F_2) \\ (F_1 - F_2) &= 26,83 N \dots\dots\dots 1) \end{aligned}$$

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

$$\mu = 0,3$$

$$\theta = 180^\circ - \frac{d_2 - d_1}{a} \cdot 60^\circ$$

$$\theta = 180^\circ - \frac{0,200 - 0,050}{0,3} \cdot 60^\circ$$

$$\theta = 150^\circ = \frac{150}{55} = 3 rad$$

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

$$\frac{F_1}{F_2} = 2,4$$

$$F_1 = 2,4F_2 \dots\dots\dots 2)$$

Persamaan 1)

$$(F_1 - F_2) = 53,66N$$

$$(2,4F_2 - F_2) = 53,66N$$

$$2,4F_2 = 22,35N$$

$$F_2 = 22,35N$$

Persamaan 2)

$$F_1 = 2,4F_2$$

$$= 2,4 \cdot 22,35N$$

$$= 53,64N$$

Dengan diketahui gaya-gaya pada belt maka dapat diketahui torsi pada pulley motor ( $T_1$ ) sebagai berikut :

$$T_1 = (F_1 - F_2) \cdot R_1$$

$$= (53,64N - 22,35N) \cdot 0,025m$$

$$= 0,78Nm$$

#### **IV.1.1.3. Mencari Daya untuk Memutar Poros.**

Dengan diketahui  $T_1$  maka daya input pada poros :

$$P_1 = \frac{T_1 \cdot n_1}{63000}$$

$$= \frac{0,78Nm \cdot 1400rpm}{63000}$$

$$= 0,017HP$$



#### IV.1.1.4. Daya Motor

Setelah didapatkan daya input pada poros, maka dapat dihitung daya motor dengan efisiensi 85% ( dari buku Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin dan pengaran : Sularso ; MSME, Kiyokatsu Suga ) dengan menggunakan perhitungan:

$$\begin{aligned}
 P_D &= \frac{P_1}{\eta} \\
 &= \frac{0,017 HP}{85\%} \\
 &= 0,02 HP
 \end{aligned}$$

Berdasarkan perhitungan didapatkan daya motor sebesar 0,02 HP, maka dipilih motor listrik dengan daya 0,25 HP dengan putaran 1400 rpm.

### IV.2. Perencanaan Elemen Mesin

#### IV.2.1 Perencanaan Belt dan Pulley

Data – data yang diambil adalah :

- o Daya motor listrik ( $p_d$ ) = 0,25 hp  
= 0,242 kW
- o Putaran motor listrik ( $n_1$ ) = 1400 rpm
- o Putaran ( $n_2$ ) dengan *reducer* ( 1:4 ) = 350 rpm
- o Putaran poros mesin cor sentrifugal ( $d_{p2}$ ) = 350 rpm

Data- data yang direncanakan :

- o Jarak sumbu antar poros ( $a$ ) = 300 mm
- o Diameter pulley motor listrik ( $d_m$ ) = 50 mm

Perencanaan tipe V-belt sesuai input data di atas (  $N_m = 0,242$  kW,  $n_m$  reducer 1:4 = 350 rpm) dan diagram pemilihan V-belt, maka didapatkan V-Belt Tipe A, dengan spesifikasi sebagai berikut :

- Lebar ( $D$ ) = 13 mm
- Tebal ( $h$ ) = 8 mm
- Luasan ( $A$ ) = 0,81 cm<sup>2</sup>

#### IV.2.2 Velocity Ratio

$$i = \frac{n_m}{n_{p2}} = \frac{d_{p2}}{d_m}$$

$$i = \frac{1400}{350} = \frac{d_{p2}}{50}$$

$$d_{p2} = \frac{70000}{350}$$

$$d_{p2} = 200 \text{ mm}$$

#### IV.2.3 Panjang Belt

$$L = 2 \cdot a + \frac{\pi}{2}(d_{p2} + d_m) + \frac{(d_{p2} - d_m)^2}{4 \cdot a} \quad (1.2)$$

$$= 2 \cdot 300 + \frac{\pi}{2}(200 + 50) + \frac{(200 - 50)^2}{4 \cdot 300}$$

$$= 600 + 392,5 + 18,75$$

$$= 1011 \text{ mm}$$

Panjang yang sesuai dengan tabel panjang V-Belt standar  
= 1016 mm / (40 in)

Rekalkulasi :

$$L = 2 \cdot a + \frac{\pi}{2}(d_{p2} + d_m) + \frac{(d_{p2} - d_m)^2}{4 \cdot a} \quad (1.2)$$

$$1016 = 2a + \frac{\pi}{2}(200 + 50) + \frac{(200 - 50)^2}{4a}$$

$$\left[ 1016 = 2a + 392,5 + \frac{22500}{4a} \right] \cdot 4a$$

$$4064a = 8a^2 + 1570a + 22500$$

$$0 = 8a^2 + (1570a - 4064a) + 22500$$

$$0 = \frac{8a^2 - 2494a + 22500}{8}$$

$$0 = a^2 - 311a + 2,812$$

maka  $a = 313mm$

#### IV.2.4 Kecepatan Kelliling Belt

$$\begin{aligned} v &= \frac{\pi \cdot d_m \cdot n_m}{60 \cdot 1000} \\ &= \frac{3,14 \cdot 50 \cdot 1400}{60000} \\ &= 3,66 m/s \end{aligned}$$

#### IV.2.5 Jumlah Putaran Belt per Detik

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

$$U = \frac{3,66 \text{ m/s}}{1016 \text{ mm}}$$

$$U = 3,60 \text{ putaran/s}$$

#### IV.2.6 Gaya Keliling

$$\begin{aligned} F_{keliling} &= \frac{102 \cdot P_D}{v} \\ &= \frac{102 \cdot 0,242}{3,66} \\ &= 7,93 \text{ N} \end{aligned}$$

#### IV.2.7 Tegangan Belt

$$\begin{aligned} \sigma_d &= 2 \cdot \varphi \cdot \sigma_0 \\ &= 2 \cdot 0,9 \cdot 12 \\ &= 21,6 \text{ N/cm}^2 \end{aligned}$$

#### IV.2.8 Jumlah Belt

$$Z = \frac{F_{keliling}}{\sigma_d \cdot A}$$

$$Z = \frac{7,93}{21,6 \cdot 0,81}$$

$$Z = 0,453 \rightarrow 1 \text{ buah (proporsional)}$$

### IV.2.9 Tegangan Maksimum pada Belt

$$\sigma_{\max} = \sigma_0 + \frac{F}{2 \cdot z \cdot A} + \frac{\gamma \cdot v^2}{10 \cdot g} + E_b \frac{h}{d_m}$$

Bahan solid :

$$\gamma = 0,75$$

$$E_b = 300$$

$$h = 8\text{mm} \rightarrow 0,8\text{cm}$$

$$\sigma_{\max} = \sigma_0 + \frac{F_{\text{Keliling}}}{2 \cdot z \cdot A} + \frac{\gamma \cdot v^2}{10g} + E_b \frac{h}{d_m}$$

$$\begin{aligned} \sigma_{\max} &= 12 + \frac{7,93}{2 \cdot 1 \cdot 0,81} + \frac{0,75(3,66)^2}{10 \cdot 9,8} + 300 \frac{0,8}{50} \\ &= 12 + 4,89 + 0,10 + 4,8 \\ &= 21,79 \text{ kg/cm}^2 \end{aligned}$$

### IV.2.10 Umur Belt

Jumlah Pulley yang berputar ( $x$ ) = 2,  $\sigma_{\text{fat}} = 90 \text{ N/cm}^2$   
(untuk V Belt) dan  $m = 8$  untuk V Belt

$$\begin{aligned} H &= \frac{N_{\text{base}}}{3600 \cdot U \cdot X} \left[ \frac{\sigma_{\text{fat}}}{\sigma_{\max}} \right]^m \\ &= \frac{10^7}{3600 \cdot 3 \cdot 2} \left[ \frac{90}{21,79} \right]^8 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 &= 463 \cdot 392,16 \\
 &= 18157,8 \text{ jam operasi}
 \end{aligned}$$

#### IV.2.11 Sudut Kontak

$$\begin{aligned}
 \alpha &= 180^\circ - \left( \frac{d_{p2} - d_m}{a} \cdot 60^\circ \right) \\
 \alpha &= 180^\circ - \left( \frac{200 - 50}{313} \cdot 60^\circ \right) \\
 &= 151^\circ
 \end{aligned}$$

#### IV.2.12 Gaya Tarik Belt

$$\begin{aligned}
 F_r &= \frac{F}{\varphi} \cdot \sin \frac{\alpha}{2} \\
 &= \frac{7,93}{0,9} \cdot \sin \frac{151^\circ}{2} \\
 &= 8,52 \text{ N}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 F_{r \max} &= 1,5 \cdot F_r \\
 &= 1,5 \cdot 8,52 \text{ N} \\
 &= 12,78 \text{ N}
 \end{aligned}$$

#### IV.2.13 Dimensi Pulley

Dari tabel tipe dan dimensi V-Belt didapat :

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

$$t = 16 \text{ mm}$$

$$c = 3,5 \text{ mm}$$

$$s = 10 \text{ mm}$$

Diameter pulley penggerak (motor) :

$$\begin{aligned}d_{out} &= d_m + 2c \\ &= 50 + 2 \cdot 3,5 \\ &= 57 \text{ mm}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}d_{in} &= d_{out} - 2e \\ &= 57 - 2 \cdot 12,5 \\ &= 32 \text{ mm}\end{aligned}$$

Diameter pulley yang digerakkan (poros 2) :

$$\begin{aligned}d_{out} &= d_{p2} + 2c \\ &= 200 + 2 \cdot 3,5 \\ &= 207 \text{ mm}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}d_{in} &= d_{out} - 2e \\ &= 207 - 2 \cdot 12,5 \\ &= 182 \text{ mm}\end{aligned}$$

Lebar pulley :

$$\begin{aligned}B &= (z - 1)t + 2s \\ &= (1 - 1) \cdot 16 + 2 \cdot 10 \\ &= 20 \text{ mm}\end{aligned}$$

**IV.2.14 Berat Pulley**

Dari tabel bahan dipilih *aluminium* dengan *density* ( $\rho$ )  
 $= 2700 \text{ kg/m}^3$ .

Berat pulley penggerak :

$$\begin{aligned} Wp_1 &= \rho \cdot g \cdot V \\ &= \rho \cdot g \cdot \left( \frac{\pi}{4} d_{out}^2 \cdot B \right) \\ &= 2700 \cdot 9,8 \cdot \left( \frac{\pi}{4} 0,057^2 \cdot 0,02 \right) + \left( \frac{\pi}{4} 0,067^2 \cdot 0,02 \right) + \left( \frac{\pi}{4} 0,082^2 \cdot 0,02 \right) \\ &= 5,8212 \text{ N} \end{aligned}$$

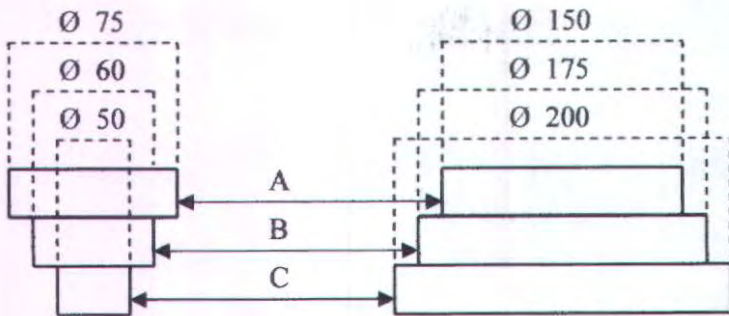
Berat pulley yang digerakkan :

$$\begin{aligned} Wp_2 &= \rho \cdot g \cdot V \\ &= \rho \cdot g \cdot \left( \frac{\pi}{4} d_{pout}^2 \cdot B \right) \\ &= 2700 \cdot 9,8 \cdot \left( \frac{\pi}{4} 0,207^2 \cdot 0,02 \right) + \left( \frac{\pi}{4} 0,182^2 \cdot 0,02 \right) + \left( \frac{\pi}{4} 0,157^2 \cdot 0,02 \right) \\ &= 42,4 \text{ N} \end{aligned}$$





Tabel Variasi Kecepatan



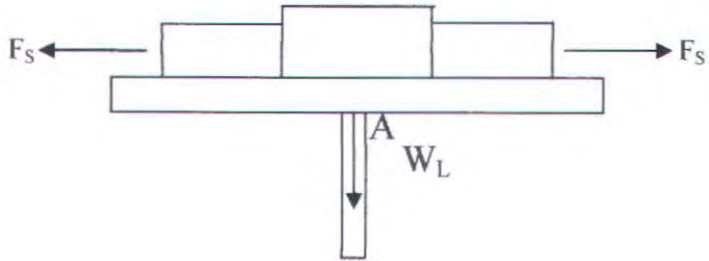
1	A : 700 rpm
2	B : 480 rpm
3	C : 350 rpm

### IV.3 Perencanaan Poros

Data-data yang telah diketahui sebelumnya adalah :

- Massa Beban ( $m$ ) = 2kg
- Panjang Lengan ( $r$ ) = 100mm  
= 0,10m
- Putaran Poros ( $n_2$ ) = 350rpm
- Gaya Sentrifugal ( $F_s$ ) = 19,78N





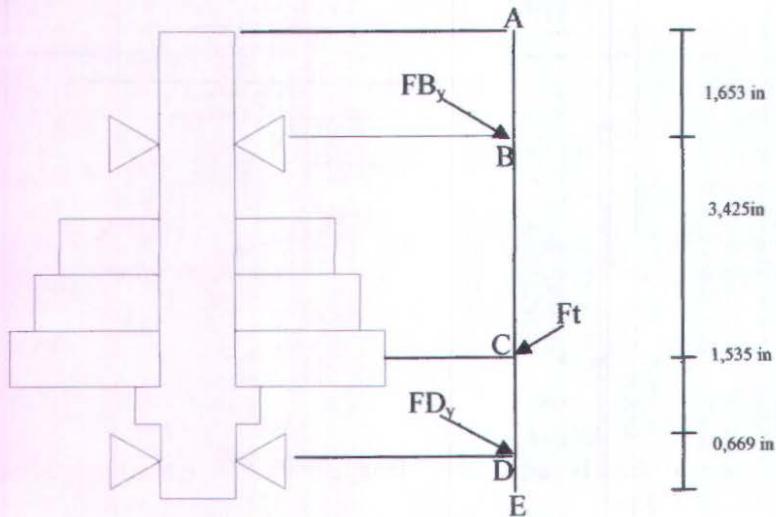
$$\begin{aligned}
 W_L &= m \cdot g \\
 &= 2 \cdot (9.81) \\
 &= 4.41 \text{ lb}
 \end{aligned}$$

Mencari besarnya torsi dapat dihitung dengan rumus sebagai berikut:

#### IV.3.1 Torsi

$$\begin{aligned}
 T &= \frac{Hp \cdot 63000}{n} \\
 &= \frac{0,25 \cdot 63000}{350} \\
 &= 45 \text{ lb in}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 Ft &= \frac{T}{d_2/2} \\
 &= \frac{45 \text{ lb in}}{7,87 \text{ in} / 2} \\
 &= 11,45
 \end{aligned}$$



**Gambar 4.3.** Skema Gaya poros yang terjadi

- Reaksi tumpuan pada titik B :

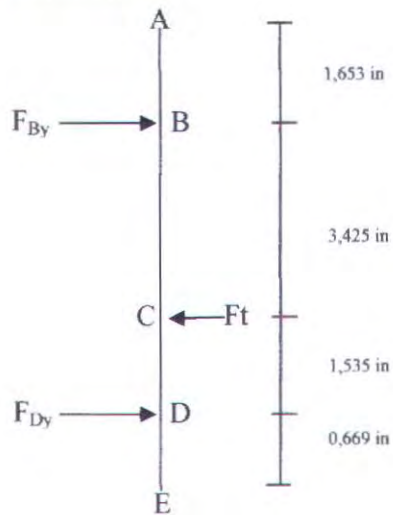
$$\zeta + \Sigma M_B = 0$$

$$F_{By}(0 \text{ in}) + F_{Dy}(4,959 \text{ in}) - Ft(3,425) = 0$$

$$0 + F_{Dy}(4,959) = 11,45(3,425)$$

$$F_{Dy} = \frac{39,21}{4,959} = 7,90 \text{ lb}$$

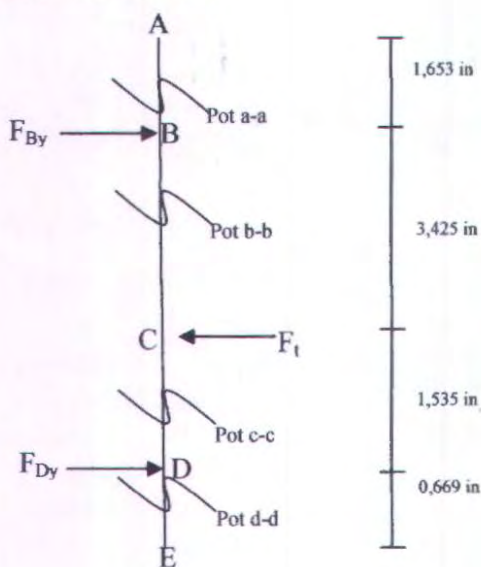
- Reaksi tumpuan pada poros



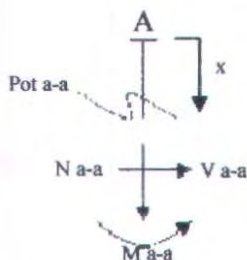
$$F_{By} + F_{Dy} - Ft = 0 \text{ lb}$$

$$F_{By} = Ft - F_{Dy}$$

$$F_{By} = 11,45 - 7,90 = 3,55 \text{ lb}$$

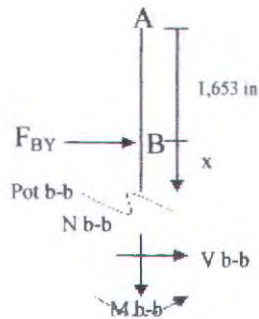
Analisa potongan pada poros

## Potongan a - a



$$\begin{aligned} \sum F_Y &= 0 \\ V_{a-a} &= 0 \text{ lb} \\ \curvearrowleft + \sum M_a &= 0 \\ -M_{a-a} &= 0 \text{ untuk } 0 \leq x \leq 1,653 \\ M_{a-a} &= 0 \text{ lb in} \end{aligned}$$

## Potongan b - b



$$\rightarrow \Sigma F_V = 0$$

$$F_{By} + V_{b-b} = 0 \text{ lb}$$

$$V_{b-b} = -3,55 \text{ lb}$$

$$\curvearrow + \Sigma M_b = 0$$

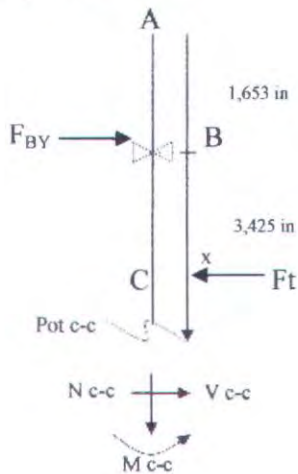
$$-M_{b-b} + F_{By}(x) = 0 \text{ untuk } 0 \leq x \leq 3,425$$

$$M_{b-b} = 3,55(x)$$

Jika  $x = 0$ , maka  $M_{b-b} = 0 \text{ lb in}$

$x = 3,425$  maka  $M_{b-b} = 12,15 \text{ lb in}$

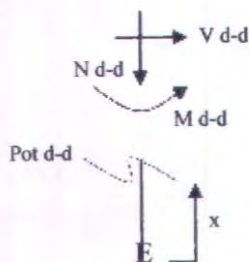
## Potongan c-c



$$\begin{aligned} \vec{+} \Sigma F_Y &= 0 \\ F_{BY} - Ft + V_{c-c} &= 0 \text{ lb} \\ V_{c-c} &= 7,9 \text{ lb} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \curvearrow + \Sigma M_c &= 0 \\ -M_{c-c} + F_{BY}(3,425 + x) - Ft(x) &= 0 \text{ untuk } 0 \leq x \leq 1,535 \\ M_{c-c} &= -3,55(3,425 + x) - 11,45(x) \\ \text{Jika } x &= 0, \text{ maka } M_{b-b} = 0 \text{ lb in} \\ x &= 1,535 \text{ maka } M_{b-b} = -35,17 \text{ lb in} \end{aligned}$$

Potongan d-d



$$\begin{aligned} \vec{+} \Sigma F_Y &= 0 \\ V_{d-d} &= 0 \text{ lb} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \curvearrow + \Sigma M_d &= 0 \\ -M_{d-d} &= 0 \text{ untuk } 0 \leq x \leq 0,669 \\ M_{d-d} &= 0 \text{ lb in} \end{aligned}$$

Diagram V dan M

Diagram V

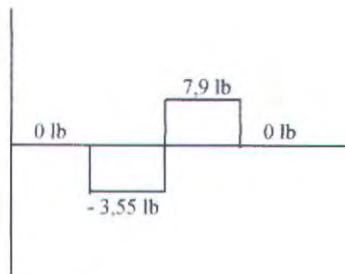
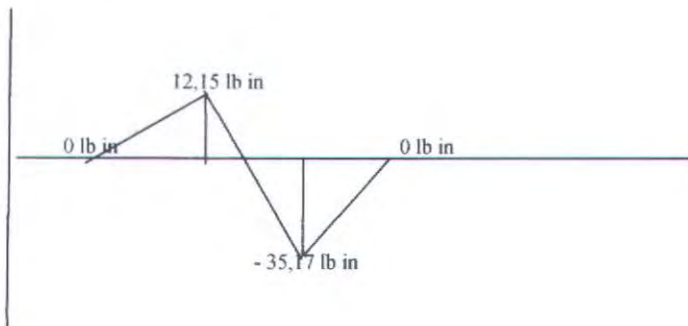


Diagram M



Dari diagram diatas momen bending terbesar pada titik

$$M_b = \sqrt{(M_{b_y}^2)}$$

$$M_{a-a} = \sqrt{(0^2)}$$

$$M_{a-a} = 0 \text{ lb in}$$

$$M_{b-b} = \sqrt{(12,15^2)}$$

$$M_{b-b} = 12,15 \text{ lb in}$$



$$M_{c-c} = \sqrt{(35,17^2)}$$

$$M_{c-c} = 35,17 \text{ lb in}$$

$$M_{d-d} = \sqrt{(0^2)}$$

$$M_{d-d} = 0 \text{ lb in}$$

Dari perhitungan didapatkan momen bending terbesar terdapat pada potongan c-c yaitu sebesar 35,17 lb in.

Bahan poros dipilih adalah Carbon Steel AISI 1020 dengan Yield Strength sebesar 43000 psi

#### **IV.3.2 Diameter Poros (d)**

Maka diameter minimum poros adalah

$$D \geq \sqrt[6]{\frac{16^2 Mb^2 + 16^2 Mt^2}{\pi^2 \left( \frac{Ks \cdot Syp}{N} \right)^2}}$$

$$D \geq \sqrt[6]{\frac{16^2 \cdot 35,17^2 + 16^2 \cdot 45^2}{\pi^2 \left( \frac{0,7 \cdot 43000}{4} \right)^2}}$$

$$D \geq 0,338 \text{ in}$$

Dari perhitungan diatas maka diameter poros direncanakan 20 mm ( lebih besar dari D minimum ), sedangkan bahan poros yang digunakan adalah Carbon Steel AISI 1020.

#### IV.4. Perencanaan Bantalan

Dari tabel Tentang pemilihan Bearing dipilih Bearing jenis Gelinding (ball bearing – single row – deep groove) dengan data-data sebagai berikut :

$$d = 20 \text{ mm}$$

$$D = 47 \text{ mm}$$

$$B = 12 \text{ mm}$$

$$C_o = 1390 \text{ lb}$$

$$C = 2210 \text{ lb}$$

Data lain sebagai pendukung :

$V = 1$  (ring dalam yang berputar)

$b = 3$  (untuk bantalan gelinding)

##### Untuk Bantalan 1

Untuk mencari beban ekuivalen dapat dicari dengan rumus :

$$P = F_s ( X . V . F_r + Y . F_a )$$

Mencari harga X dan Y. (lampiran 11)

Dengan rumus

$$\frac{i.F_a}{C_o} = \frac{1.4,41}{1390} = 0,032$$

Maka didapat harga  $e = 0,23$

$$\frac{f_a}{V.F_r} = \frac{10,13}{1.6,79} = 0,45$$

Maka :

$$\frac{Fa}{V.Fr} > e \text{ yaitu } 0,45 > 0,23$$

Mencari harga X dan Y. (lampiran 11)

Sehingga harga X = 0,56 sedangkan harga Y = 1,95

Maka beban ekuivalen :

$$P = F_s(X.V.Fr + Y.F_y)$$

$$P = 1(0,56 \cdot 1 \cdot 9,635 + 1,95 \cdot 4,41)$$

$$P = 5,4 + 8,6$$

$$P = 14 \text{ lb}$$

#### **IV.4.1 Umur bantalan**

Umur Bantalan 1 adalah

$$L_{10h} = \left( \frac{C}{P_1} \right)^b \times \frac{10^6}{60.n}$$

$$L_{10h} = \left( \frac{2210}{14} \right)^3 \times \frac{10^6}{60.350}$$

$$L_{10h} = 1873153,72 \text{ jam kerja}$$

Jadi umur bantalan 1 adalah 613518,6314 jam kerja

Untuk Bantalan 2

Untuk mencari beban ekuivalen dapat dicari dengan rumus :

$$P = F_s ( X \cdot V \cdot Fr + Y \cdot Fa )$$

Mencari harga X dan Y. (lampiran 11)

Dengan rumus

$$\frac{i.Fa}{Co} = \frac{1.10,13}{1390} = 0,07$$

Maka didapat harga  $e = 0,27$

$$\frac{Fa}{V.Fr} = \frac{10,13}{1.6,79} = 1,5$$

Maka :

$$\frac{Fa}{V.Fr} > e \text{ yaitu } 1,5 > 0,27$$

Mencari harga X dan Y. (lampiran 11)

Sehingga harga  $X = 0,56$  sedangkan harga  $Y = 1,63$

Maka beban ekuivalen :

$$P = F_s(X \cdot V \cdot Fr + Y \cdot F_y)$$

$$P = 1( 0,56 \cdot 1 \cdot 6,79 + 1,63 \cdot 10,13 )$$

$$P = 3,80 + 16,51$$

$$P = 20,31 \text{ lb}$$

Umur Bantalan I adalah

$$L_{10h} = \left( \frac{C}{P_1} \right)^b \times \frac{10^6}{60 \cdot n}$$

$$L_{10h} = \left( \frac{2210}{20,31} \right)^3 \times \frac{10^6}{60 \cdot 350}$$

$$L_{10h} = 613518,6314 \text{ jam kerja}$$

Jadi umur bantalan 1 adalah 613518,6314 jam kerja

#### **IV.5 Perencanaan Pasak**

Dari data perhitungan sebelumnya diketahui :

- Diameter poros = 0,78 in
- Torsi terbesar pada poros = 10,12 lb in.

Dari tabel pemilihan pasak diketahui

- Perencanaan pasak datar segi empat dengan data sebagai berikut :
  - W (lebar) = 0,3 in
  - H (tinggi) = 0,3 in
  - L = 2,36 in
- Bahan pasak dipilih Malleable iron grade 35018 dengan yield strength sebesar 35.000 psi
  - Konfersi tegangan geser ( $K_s$ ) dipilih 0,7
  - Konfersi tegangan Kompresi ( $K_c$ ) dipilih 1,2
  - Angka keamanan (N) dipilih 4

Maka :

Tinjauan terhadap geser adalah

$$\frac{K_s \cdot Syp}{N} \geq \frac{2T}{D \cdot W \cdot L_{\min}}$$

$$\frac{0.7 \cdot 35000}{4} \geq \frac{2 \cdot 10,12}{0.78 \cdot 0.25 \cdot 0.75}$$

$$6125 \geq 138,39 \text{ Psi}$$

Tinjauan terhadap kompresi

$$\frac{K_c \cdot Syp}{N} \geq \frac{4T}{D \cdot H \cdot L}$$

$$\frac{1,2 \cdot 35000}{4} \geq \frac{4 \cdot 10,12}{0,78 \cdot 0,25 \cdot 0,75}$$

$$10500 \geq 276,78 \text{ Psi}$$

### V. 6. Hasil perhitungan akhir

Dari perhitungan yang telah dilakukan, maka daya yang dibutuhkan untuk memutar poros mesin sebesar :

DP <sub>motor</sub>	DP <sub>mesin</sub>	Daya Motor
75 mm	150 mm	0,08 Hp
60 mm	175 mm	0,05 Hp
50 mm	200 mm	0,02 Hp

dan gaya sentrifugal yang bekerja pada lengan cetakan sebesar :

DP <sub>motor</sub>	DP <sub>mesin</sub>	F <sub>sentrifugal</sub>
75 mm	150 mm	107,34 N
60 mm	175 mm	50,48 N
50 mm	200 mm	26,83 N

Dimana,

1. Belt menggunakan bahan *Solid Woofen Cotten*.

dengan data-data sebagai berikut :

- V Belt tipe A
- Lebar (D) = 13 mm
- Tebal (h) = 8 mm
- Luasan (A) = 0,81 cm<sup>2</sup>
- Panjang = 1016 mm/(40in)
- Jumlah = 1 buah

2. Pulley menggunakan bahan *Cast Iron*.

Dari perencanaan dan perhitungan pulley yang kami lakukan maka didapatkan :

- Diameter penggerak = 50,60,75 mm
- Diameter yang digerakkan = 200,175,150 mm
- Jarak antar pulley = 300 mm
- Lebar pulley = 20 mm

- Berat pulley penggerak =  $5,8212 N$
  - Berat pulley yang digerakkan =  $42,4N$
3. Poros memakai bahan *Carbon Steel* AISI 1020 dengan diameter (D) = 20 mm dan panjang (P) = 185 mm.
4. Bantalan memakai jenis *Ball Bearing Single row Deep Groove*, dengan data – data sebagai berikut :
- $d = 20 mm$
  - $D = 47 mm$
  - $B = 12 mm$
  - $C_o = 1390 lb$
  - $C = 2210 lb$
5. Pasak memakai jenis *square key* (segi empat), bahan Malleable iron grade 35018, dengan data-data sebagai berikut :
- W (lebar) =  $0,3 in$
  - H (tinggi) =  $0,3 in$
  - L =  $0,78 in$



## **BAB V**

### **KESIMPULAN DAN SARAN**

#### **5.1 Kesimpulan**

Dari hasil rancang bangun mesin cor sentrifugal dengan 2 dies dapat disimpulkan sebagai berikut :

1. Mesin ini dapat berfungsi dengan baik sehingga dapat menjalankan fungsinya dengan sebagaimana yang diharapkan, walaupun masih terjadi getaran tetapi tidak mempengaruhi kinerja dari mesin secara keseluruhan
2. Motor yang digunakan mempunyai daya sebesar 0,25 HP, serta mesin cor sentrifugal dilengkapi dengan 2 dies sehingga memungkinkan membuat 2 produk dalam sekali kerja
3. Variasi putaran yang digunakan yaitu 350 rpm, 480 rpm, dan 700 rpm.
4. Dari hasil pengujian disimpulkan bahwa putaran 700 rpm yang paling baik menghasilkan prodak dengan gaya sentrifugal sebesar 73,26 N

#### **5.2 Saran**

Dari hasil perencanaan serta pembuatan alat, penulis menyadari bahwa alat ini masih banyak kekurangan baik dari kontruksi, maupun sistem pengoperasiannya, yang diharapkan dapat penyempurnaan lebih lanjut pada penelitian berikutnya.

## DAFTAR PUSTAKA

- Deutschman, Aaron D. , Walter J Michels, Charles E Wilson.  
1975. *Machine Design Theory and Practice*. New York :  
Macmillan Publishing Co, Inc.
- Collins,Jack A. 2003. *Mechanical Design of Machine Elements  
and Machines*. New York : Jon Wiley & sons Inc.
- Sularso, Suga, Kiyokatsu. 1991. *Dasar Perencanaan dan  
Pemilihan Elemen Mesin 10<sup>th</sup> Edition*. Jakarta : PT. Pradnya  
Paramita..
- Sato, G. Takeshi, 2000 : *Menggambar Mesin Menurut Standart  
ISO*, PT Pradnya Paramita, Jakarta.

## LAMPIRAN 1

## FAKTOR KONVERSI

TABLE 1 Conversion Factors	
<b>Area</b>	
1 mm <sup>2</sup> = 1.0 × 10 <sup>-6</sup> m <sup>2</sup>	1 ft <sup>2</sup> = 144 in. <sup>2</sup>
1 cm <sup>2</sup> = 1.0 × 10 <sup>-4</sup> m <sup>2</sup> = 0.1550 in. <sup>2</sup>	1 in. <sup>2</sup> = 6.4516 cm <sup>2</sup> = 6.4516 × 10 <sup>-4</sup> m <sup>2</sup>
1 m <sup>2</sup> = 10.7639 ft <sup>2</sup>	1 ft <sup>2</sup> = 0.092 903 m <sup>2</sup>
<b>Conductivity</b>	
1 W/m-K = 1 J/s-m-K = 0.577 789 Btu/h-ft-R	1 Btu/h-ft-R = 1.730 735 W/m-K
<b>Density</b>	
1 kg/m <sup>3</sup> = 0.06242797 lbm/ft <sup>3</sup>	1 lbm/ft <sup>3</sup> = 16.018 46 kg/m <sup>3</sup>
1 g/cm <sup>3</sup> = 1000 kg/m <sup>3</sup>	
1 g/cm <sup>3</sup> = 1 kg/L	
<b>Energy</b>	
1 J = 1 N-m = 1 kg-m <sup>2</sup> /s <sup>2</sup>	
1 J = 0.737 562 lbf-ft	1 lbf-ft = 1.355 818 J
1 cal (Int.) = 4.1868 J	= 1.28507 × 10 <sup>-2</sup> Btu
	1 Btu (Int.) = 1.055 056 kJ
1 erg = 1.0 × 10 <sup>-7</sup> J	= 778.1693 lbf-ft
1 eV = 1.602 177 33 × 10 <sup>-19</sup> J	
<b>Force</b>	
1 N = 0.224809 lbf	1 lbf = 4.448 222 N
1 kp = 9.80665 N (1 kgf)	
<b>Gravitation</b>	
g = 9.80665 m/s <sup>2</sup>	g = 32.17405 ft/s <sup>2</sup>
<b>Heat capacity, specific entropy</b>	
1 kJ/kg-K = 0.238 846 Btu/lbm-R	1 Btu/lbm-R = 4.1868 kJ/kg-K
<b>Heat flux (per unit area)</b>	
1 W/m <sup>2</sup> = 0.316 998 Btu/h-ft <sup>2</sup>	1 Btu/h-ft <sup>2</sup> = 3.15459 W/m <sup>2</sup>
<b>Heat transfer coefficient</b>	
1 W/m <sup>2</sup> -K = 0.176 11 Btu/h-ft <sup>2</sup> -R	1 Btu/h-ft <sup>2</sup> -R = 5.67826 W/m <sup>2</sup> -K
<b>Length</b>	
1 mm = 0.001 m = 0.1 cm	1 ft = 12 in.
1 cm = 0.01 m = 10 mm = 0.3937 in.	1 in. = 2.54 cm = 0.0254 m
1 m = 3.28084 ft = 39.370 in.	1 ft = 0.3048 m
1 km = 0.621 371 mi	1 mi = 1.609344 km
1 mi = 1609.3 m (US statute)	1 yd = 0.9144 m

## FAKTOR KONVERSI ( sambungan )

TABLE (Continued) Conversion Factors

<b>Specific kinetic energy (<math>V^2</math>)</b>	
1 $m^2/s^2 = 0.001$ kJ/kg	1 $ft^2/s^2 = 3.9941 \times 10^{-3}$ Btu/lbm
1 kJ/kg = 1000 $m^2/s^2$	1 Btu/lbm = 25037 $ft^2/s^2$
<b>Specific potential energy (Zg)</b>	
1 m-g <sub>pot</sub> = 9.80665 $\times 10^{-3}$ kJ/kg	1 ft-g <sub>pot</sub> = 1.0 lbf-ft/lbm
= 4.21607 $\times 10^{-3}$ Btu/lbm	= 0.001285 Btu/lbm
	= 0.002989 kJ/kg
<b>Specific volume</b>	
1 $cm^3/g = 0.001$ $m^3/kg$	
1 $cm^3/g = 1$ L/kg	
1 $m^3/kg = 16.018$ 46 $ft^3/lbm$	1 $ft^3/lbm = 0.062$ 428 $m^3/kg$
<b>Temperature</b>	
1 K = 1 $^{\circ}C = 1.8$ R = 1.8 F	1 R = (5/9) K
TC = TK - 273.15	TF = TR - 459.67
= (TF - 32)/1.8	= 1.8 TC + 32
TK = TR/1.8	TR = 1.8 TK
<b>Universal Gas Constant</b>	
R = $N_0 k = 8.31451$ kJ/kmol-K	R = 1.98589 Btu/lbmol-R
= 1.98589 kcal/kmol-K	= 1545.36 lbf-ft/lbmol-R
= 82.0578 atm-L/kmol-K	= 0.73024 atm-ft <sup>3</sup> /lbmol-R
	= 10.7317 (lbf/in. <sup>2</sup> )-ft <sup>3</sup> /lbmol-R
<b>Velocity</b>	
1 m/s = 3.6 km/h	1 ft/s = 0.681818 mi/h
= 3.28084 ft/s	= 0.3048 m/s
= 2.23694 mi/h	= 1.09728 km/h
1 km/h = 0.27778 m/s	1 mi/h = 1.46667 ft/s
= 0.91134 ft/s	= 0.44704 m/s
= 0.62137 mi/h	= 1.609344 km/h
<b>Volume</b>	
1 $m^3 = 35.3147$ ft <sup>3</sup>	1 ft <sup>3</sup> = 2.831 685 $\times 10^{-2}$ m <sup>3</sup>
1 L = 1 dm <sup>3</sup> = 0.001 m <sup>3</sup>	1 in. <sup>3</sup> = 1.6387 $\times 10^{-3}$ m <sup>3</sup>
1 Gal (US) = 3.785 412 L	1 Gal (UK) = 4.546 090 L
= 3.785 412 $\times 10^{-2}$ m <sup>3</sup>	1 Gal (US) = 231.00 in. <sup>3</sup>

## FAKTOR KONVERSI ( sambungan )

TABLE (Continued) Conversion Factors			
<b>Mass</b>			
1 kg	= 2.204 623 lbm	1 lbm	= 0.453 592 kg
1 tonne	= 1000 kg	1 slug	= 14.5939 kg
1 grain	= $6.47989 \times 10^{-5}$ kg	1 ton	= 2000 lbm
<b>Moment (torque)</b>			
1 N·m	= 0.737 562 lbf·ft	1 lbf·ft	= 1.355 818 N·m
<b>Momentum (mV)</b>			
1 kg·m/s	= 7.232 94 lbm·ft/s	1 lbm·ft/s	= 0.138 256 kg·m/s
	= 0.224809 lbf·s		
<b>Power</b>			
1 W	= 1 J/s = 1 N·m/s	1 lbf·ft/s	= 1.355 818 W
	= 0.737 562 lbf·ft/s		= 4.626 24 Btu/h
1 kW	= 3412.14 Btu/h	1 Btu/s	= 1.055 056 kW
1 hp (metric)	= 0.735 499 kW	1 hp (UK)	= 0.7457 kW
			= 550 lbf·ft/s
			= 2544.43 Btu/h
1 ton of		1 ton of	
refrigeration	= 3.516 85 kW	refrigeration	= 12 000 Btu/h
<b>Pressure</b>			
1 Pa	= 1 N/m <sup>2</sup> = 1 kg/m·s <sup>2</sup>	1 lbf/in. <sup>2</sup>	= 6.894 757 kPa
1 bar	= $1.0 \times 10^5$ Pa = 100 kPa	1 atm	= 14.695 94 lbf/in. <sup>2</sup>
1 atm	= 101.325 kPa		= 29.921 in. Hg [32 F]
	= 1.01325 bar		= 33.899 5 ft H <sub>2</sub> O [4°C]
	= 760 mm Hg [0°C]	1 psi	= 0.068 045 96 bar
	= 10.332 56 m H <sub>2</sub> O [4°C]	1 in. Hg [0°C]	= 0.49115 lbf/in. <sup>2</sup>
1 torr	= 1 mm Hg [0°C]	1 in. H <sub>2</sub> O [4°C]	= 0.036126 lbf/in. <sup>2</sup>
1 m m Hg [0°C]	= 0.133 322 kPa		
1 m H <sub>2</sub> O [4°C]	= 9.806 38 kPa		
<b>Specific energy</b>			
1 kJ/kg	= 0.42992 Btu/lbm	1 Btu/lbm	= 2.326 kJ/kg
	= 334.55 lbf·ft/lbm	1 lbf·ft/lbm	= $2.98907 \times 10^{-3}$ kJ/kg
			= $1.28507 \times 10^{-3}$ Btu/lbm

## LAMPIRAN 2

## FAKTOR KONVERSI

TABLE A-1  
Customary units and their SI equivalents

Quantity	Customary units					
	Metric		British		SI units	
	Unit symbol	Conversion factor	Unit symbol	Conversion factor	Unit name	Unit symbol
Acceleration	gal	0.01	ft/s <sup>2</sup> in/s <sup>2</sup>	0.3048 0.0254	meter per square second	m/s <sup>2</sup> m/s <sup>2</sup>
Angle					radian	rad
Area	a	100	in <sup>2</sup> ft <sup>2</sup>	0.0645 × 10 <sup>-2</sup> 0.0929	square meter	m <sup>2</sup>
Density (mass)	kg/dm <sup>3</sup>	10 <sup>3</sup>	lb/in <sup>3</sup> lb/ft <sup>3</sup>	2.768 × 10 <sup>6</sup> 16.019	kilogram per cubic meter	kg/m <sup>3</sup>
Density (weight)	kgf/m <sup>3</sup>	9.80665	lbf/ft <sup>3</sup>	157.08	newton per cubic meter	N/m <sup>3</sup>
Dynamic viscosity	cP	10 <sup>-3</sup>	lbf s/ft <sup>2</sup>	47.8803	pascal second	Pa s
Energy	kgf m	9.80665	ft lbf	1.356	joule	J (= N m)
Force	kgf	9.80665	lbf kip	4.448 4.448	newton	N = kg m/s <sup>2</sup> kN
Frequency	c/s	1			hertz	Hz (= s <sup>-1</sup> )
Impulse	kgf s	9.80665	lbf s	4.448	newton second	N s
Kinematic viscosity	cSt	10 <sup>-6</sup>	in <sup>2</sup> /s ft <sup>2</sup> /s	6.4516 × 10 <sup>-4</sup> 9.2903 × 10 <sup>-2</sup>	square meter per second	m <sup>2</sup> /s m <sup>2</sup> /s
Length	mm	10 <sup>-3</sup>	ft in	0.3048 0.0254	meter	m m
Mass	kg	1	lb slug ton	0.4536 14.59 907.2	kilogram	kg kg kg
Moment of a force or torque	kgf m	9.80665	lbf ft lbf in	1.3558 0.1130	newton meter	N m
Moment of inertia of a mass	kgf m <sup>2</sup>	9.80665	lbf ft <sup>2</sup>	1.356		N m s <sup>2</sup>
Moment of inertia of an area	cm <sup>4</sup>	10 <sup>-8</sup>	in <sup>4</sup>	0.4162 × 10 <sup>-6</sup>		m <sup>4</sup>
Power	kgf m/s	9.80665	ft lbf/s hp	1.356 0.7457	watt kilowatt	W = J/s kW
Pressure or stress	kgf/mm <sup>2</sup> bar mm Hg	9.8066 × 10 <sup>6</sup> 10 <sup>5</sup> 1.352 × 10 <sup>2</sup>	lbf/ft <sup>2</sup> lbf/in <sup>2</sup> in Hg	47.88 6.895 × 10 <sup>3</sup> 3386	pascal or newton per square meter	Pa (= N/m <sup>2</sup> ) Pa Pa
Quantity of heat	cal	4.1868	Btu	1.055 × 10 <sup>3</sup>	joule	J
Thermal conductivity	cal/cm s °C kcal/m h °C	4.1868 × 10 <sup>2</sup> 1.1630	Btu/ft h °F	1.7307	watt per meter kelvin	W/m K
Time	s	1	s	1	second	s
Velocity	km/h	0.2778	ft/s in/s mph	0.3048 0.0254 0.447	meter per second	m/s m/s m/s

\* kg m<sup>2</sup> is another unit, which is used for mass moment of inertia.

## FAKTOR KONVERSI 2 (SAMBUNGAN)

TABLE A-1  
Customary units and their SI equivalents (Cont.)

Quantity	Customary units					
	Metric		British		SI units	
	Unit symbol	Conversion factor	Unit symbol	Conversion factor	Unit name	Unit symbol
Volume (liquids)	l	$10^{-3}$	qt	$0.9464 \times 10^{-3}$	cubic meter	$m^3$
			gal	3.785	liter	l
Volume (solids)			$ft^3$	0.0283	cubic meter	$m^3$
			$in^3$	$16.39 \times 10^{-6}$		$m^3$
Work	kcal	$4.1868 \times 10^3$	Btu	$1.0551 \times 10^3$	joule	J
	kgf m	9.80665	ft lbf	1.35		J

TABLE A-2  
Decimal multiples and submultiples of SI units with SI prefixes

Factor	Prefix	Symbol
0.000 000 000 000 000 001 = $10^{-18}$	atto	a
0.000 000 000 000 001 = $10^{-15}$	femto	f
0.000 000 000 001 = $10^{-12}$	pico	p
0.000 000 001 = $10^{-9}$	nano	n
0.000 001 = $10^{-6}$	micro	$\mu$
0.001 = $10^{-3}$	milli	m
0.01 = $10^{-2}$	centi	c
0.1 = $10^{-1}$	deci	d
10 = $10^1$	deca	da
100 = $10^2$	hecto	h
1 000 = $10^3$	kilo	k
1 000 000 = $10^6$	mega	M
1 000 000 000 = $10^9$	giga	G
1 000 000 000 000 = $10^{12}$	tera	T

TABLE A-3  
Units decimally related to SI units

Quantity	Unit name	Symbol	Definition
Area	hectare	ha	1 ha = $10^4 m^2$
Dynamic viscosity	poise	P	1 P = $10^{-1} kg/m s = 10^{-1} N s/m^2 = 10^{-1} Pa s$
Energy	erg	erg	1 erg = $10^{-7} J$
Force	dyne	dyn	1 dyn = $10^{-5} N$
Kinematic viscosity	stokes	St	1 St = $10^{-4} m^2/s$
Length	angstrom	$\text{\AA}$	1 $\text{\AA}$ = $10^{-10} m$
Mass	tonne (ton)	t	1 t = $10^3 kg$
Pressure	bar	bar	1 bar = $10^5 N/m^2 = 10^5 Pa$
Volume	liter	liter	1 l = $10^{-3} m^3$

## LAMPIRAN 3

## MASSA JENIS BAHAN

TABLE A.3 Properties of Selected Solids at 23° C

Substance	$\rho$ kg/m <sup>3</sup>	$C_p$ kJ/kg-K
Asphalt	2120	0.92
Brick, common	1500	0.54
Carbon, diamond	3350	0.51
Carbon, graphite	2000-2500	0.61
Coal	1200-1500	1.26
Concrete	2200	0.58
Glass, plate	2500	0.80
Glass, wool	200	0.66
Granite	2750	0.89
Ice (0°C)	917	2.04
Paper	700	1.2
Plexiglas	1180	1.44
Polystyrene	920	2.3
Polyvinyl chloride	1380	0.96
Rubber, soft	1100	1.67
Salt, rock	2100-2500	0.92
Sand, dry	1500	0.8
Silicon	2330	0.70
Snow, firm	360	2.1
Wood, hard (oak)	720	1.26
Wood, soft (pine)	510	1.38
Wool	100	1.72
Metals		
Aluminum	2700	0.90
Copper, commercial	8300	0.42
Brass, 60-40	8400	0.38
Gold	19300	0.13
Iron, cast	7272	0.42
Iron, 304 St Steel	7820	0.46
Lead	1340	0.17
Magnesium, 2% Mn	1773	1.00
Nickel, 10% Cr	8666	0.44
Silver, 99.9% Ag	10534	0.24
Sodium	971	1.21
Tin	7304	0.22
Tungsten	19300	0.13
Zinc	7144	0.39



## LAMPIRAN 4

## PROPERTI BAHAN BAJA KARBON

A-6

Appendices

## APPENDIX 3 DESIGN PROPERTIES OF CARBON AND ALLOY STEELS

Material designation (AISI number)	Condition	Tensile strength		Yield strength		Ductility (percent elongation in 2 inches)	Brinell hardness (HB)
		(ksi)	(MPa)	(ksi)	(MPa)		
1020	Hot-rolled	55	379	30	207	25	111
1020	Cold-drawn	61	420	51	352	15	122
1020	Annealed	60	414	43	296	38	121
1040	Hot-rolled	72	496	42	290	18	144
1040	Cold-drawn	80	552	71	490	12	160
1040	OQT 1300	88	607	61	421	33	183
1040	OQT 400	113	779	87	600	19	262
1050	Hot-rolled	90	620	49	338	15	180
1050	Cold-drawn	100	690	84	579	10	200
1050	OQT 1300	96	662	61	421	30	192
1050	OQT 400	143	986	110	758	10	321
1117	Hot-rolled	62	427	34	234	33	124
1117	Cold-drawn	69	476	51	352	20	138
1117	WQT 350	89	614	50	345	22	178
1137	Hot-rolled	88	607	48	331	15	176
1137	Cold-drawn	98	676	82	565	10	196
1137	OQT 1300	87	600	60	414	28	174
1137	OQT 400	157	1083	136	938	5	352
1144	Hot-rolled	94	648	51	352	15	188
1144	Cold-drawn	100	690	90	621	10	200
1144	OQT 1300	96	662	68	469	25	200
1144	OQT 400	127	876	91	627	16	277
1213	Hot-rolled	55	379	33	228	25	110
1213	Cold-drawn	75	517	58	340	10	150
12L13	Hot-rolled	57	393	34	234	22	114
12L13	Cold-drawn	70	485	60	414	10	140
1340	Annealed	102	703	63	434	26	207
1340	OQT 1300	100	690	75	517	25	235
1340	OQT 1000	144	993	132	910	17	363
1340	OQT 700	221	1520	197	1360	10	444
1340	OQT 400	285	1960	234	1610	8	578
3140	Annealed	95	655	67	462	25	187
3140	OQT 1300	115	792	94	648	23	233
3140	OQT 1000	152	1050	133	920	17	311
3140	OQT 700	220	1520	200	1380	13	461
3140	OQT 400	280	1930	248	1710	11	555
4130	Annealed	81	558	52	359	28	156
4130	WQT 1300	98	676	89	614	28	202
4130	WQT 1000	143	986	132	910	16	302
4130	WQT 700	208	1430	180	1240	13	415
4130	WQT 400	234	1610	197	1360	12	461
4140	Annealed	95	655	60	414	26	197
4140	OQT 1300	117	807	100	690	23	235
4140	OQT 1000	168	1160	152	1050	17	341
4140	OQT 700	231	1590	212	1460	13	461
4140	OQT 400	290	2000	251	1730	11	578

Material designation (AISI number)	Condition	Tensile strength		Yield strength		Ductility (percent elongation in 2 inches)	Brinell hardness (HB)
		(ksi)	(MPa)	(ksi)	(MPa)		
4150	Annealed	106	731	55	379	20	197
4150	OQT 1300	127	880	116	800	20	262
4150	OQT 1000	197	1360	181	1250	11	401
4150	OQT 700	247	1700	229	1580	10	495
4150	OQT 400	300	2070	248	1710	10	578
4340	Annealed	108	745	68	469	22	217
4340	OQT 1300	140	965	120	827	23	280
4340	OQT 1000	171	1180	158	1090	16	363
4340	OQT 700	230	1590	206	1420	12	461
4340	OQT 400	283	1950	228	1570	11	555
5140	Annealed	83	572	42	290	29	167
5140	OQT 1300	104	717	83	572	27	207
5140	OQT 1000	145	1000	130	896	18	302
5140	OQT 700	220	1520	200	1380	11	429
5140	OQT 400	276	1900	226	1560	7	534
5150	Annealed	98	676	52	359	22	197
5150	OQT 1300	116	800	102	700	22	241
5150	OQT 1000	160	1100	149	1030	15	321
5150	OQT 700	240	1650	220	1520	10	461
5150	OQT 400	312	2150	250	1720	8	601
5160	Annealed	105	724	40	276	17	197
5160	OQT 1300	115	793	100	690	23	229
5160	OQT 1000	170	1170	151	1040	14	341
5160	OQT 700	263	1810	237	1630	9	514
5160	OQT 400	322	2220	260	1790	4	627
6150	Annealed	96	662	59	407	23	197
6150	OQT 1300	118	814	107	738	21	241
6150	OQT 1000	183	1260	173	1190	12	375
6150	OQT 700	247	1700	223	1540	10	495
6150	OQT 400	315	2170	270	1860	7	601
8650	Annealed	104	717	56	386	22	212
8650	OQT 1300	122	841	113	779	21	255
8650	OQT 1000	176	1210	155	1070	14	363
8650	OQT 700	240	1650	222	1530	12	495
8650	OQT 400	282	1940	250	1720	11	555
8740	Annealed	100	690	60	414	22	201
8740	OQT 1300	119	820	100	690	25	241
8740	OQT 1000	175	1210	167	1150	15	363
8740	OQT 700	228	1570	212	1460	12	461
8740	OQT 400	290	2000	240	1650	10	578
9255	Annealed	113	780	71	490	22	229
9255	Q&T 1300	130	896	102	703	21	262
9255	Q&T 1000	181	1250	160	1100	14	352
9255	Q&T 700	260	1790	240	1650	5	534
9255	Q&T 400	310	2140	287	1980	2	601

Note: Properties common to all carbon and alloy steels:

Poisson's ratio: 0.27

Shear modulus:  $11.5 \times 10^6$  psi; 80 GPa

Coefficient of thermal expansion:  $6.5 \times 10^{-6}$  in/in-°F

Density: 0.283 lb/in<sup>3</sup>; 7680 kg/m<sup>3</sup>

Modulus of elasticity:  $30 \times 10^6$  psi; 207 GPa

## LAMPIRAN 5

PROPERTI BAHAN *CAST IRON*

A-14

Appendices

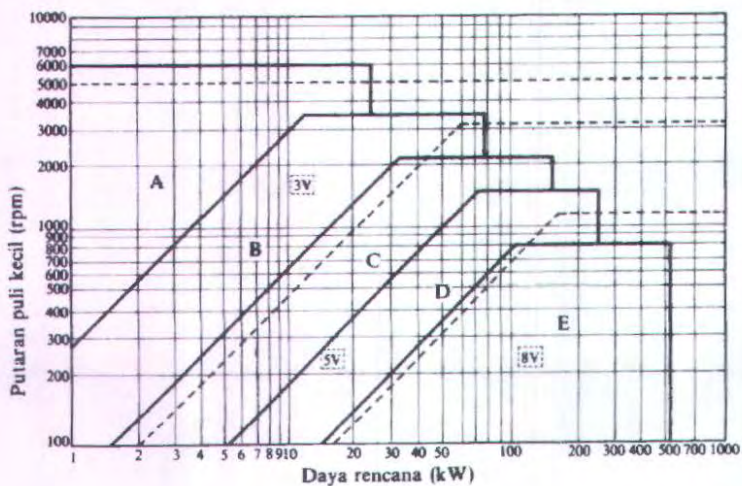
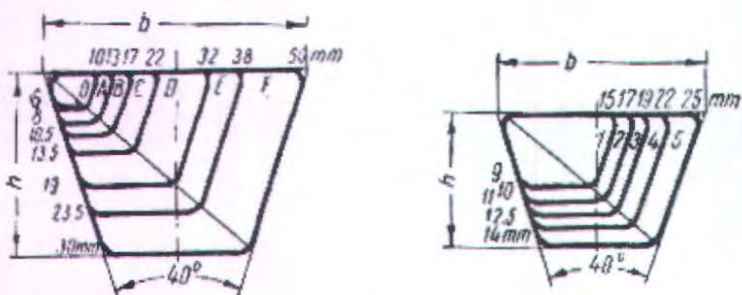
## APPENDIX 8 DESIGN PROPERTIES OF CAST IRON

Material designation (ASTM number)	Grade	Tensile strength		Yield strength		Ductility (percent elongation in 2 inches)	Modulus of elasticity	
		(ksi)	(MPa)	(ksi)	(MPa)		( $10^6$ psi)	(GPa)
Gray iron								
A48-94a	20	20	138			<1	12	83
	25	25	172			<1	13	90
	30	30	207			<1	15	103
	40	40	276			<1	17	117
	50	50	345			<1	19	131
	60	60	414			<1	20	138
Malleable iron								
A47-99	32510	50	345	32	221	10	25	172
	35018	53	365	35	241	18	25	172
A220-99	40010	60	414	40	276	10	26	179
	45006	65	448	45	310	6	26	179
	50005	70	483	50	345	5	26	179
	70003	85	586	70	483	3	26	179
	90001	105	724	90	621	1	26	179
Ductile iron								
A536-84	60-40-18	60	414	40	276	18	22	152
	80-55-06	80	552	55	379	6	22	152
	100-70-03	100	689	70	483	3	22	152
	120-90-02	120	827	90	621	2	22	152
Austempered ductile iron								
ASTM 897-90	1	125	850	80	550	10	22	152
	2	150	1050	100	700	7	22	152
	3	175	1200	125	850	4	22	152
	4	200	1400	155	1100	1	22	152
	5	230	1600	185	1300	<1	22	152

Notes: Strength values are typical. Casting variables and section size affect final values. Modulus of elasticity may also vary. Density of cast irons ranges from 0.25 to 0.27 lb/in<sup>3</sup> (6920 to 7480 kg/m<sup>3</sup>). Compressive strength ranges 3 to 5 times higher than tensile strength.

LAMPIRAN 6

PEMILIHAN TIPE V BELT



## LAMPIRAN 7

## PANJANG V BELT STANDAR

Tabel 5.3 (b) Panjang sabuk-V standar.

Nomor nominal		Nomor nominal		Nomor nominal		Nomor nominal	
(inch)	(mm)	(inch)	(mm)	(inch)	(mm)	(inch)	(mm)
10	254	45	1143	80	2032	115	2921
11	279	46	1168	81	2057	116	2946
12	305	47	1194	82	2083	117	2972
13	330	48	1219	83	2108	118	2997
14	356	49	1245	84	2134	119	3023
15	381	50	1270	85	2159	120	3048
16	406	51	1295	86	2184	121	3073
17	432	52	1321	87	2210	122	3099
18	457	53	1346	88	2235	123	3124
19	483	54	1372	89	2261	124	3150
20	508	55	1397	90	2286	125	3175
21	533	56	1422	91	2311	126	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

## LAMPIRAN 8

## DIMENSI V BELT

3-10. Dimensi V-belt.

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

Tabel 3-5. Tipe dan dimensi dari V-Belt

Cross-sections of V-belts	(sizes in Fig. 121)							(sizes in Fig. 122)					
	O	A	B	C	D	E	F	1	2	3	4	5	
Gross-section area $F$ in $\text{cm}^2$	0.5	0.8	1.4	2.3	4.8	7.0	11.7	1.1	1.2	1.6	2.2	2.7	
In conformity with the standard, design or inner* length of belt in mm	min	500*	500*	630*	1,800	3,150	4,500	6,300	560*	560*	900*	950*	950*
	max	2,500	4,000	6,300	9,000	11,000	14,000	14,000	1,120*	1,400*	1,400*	1,400*	1,400*
Difference between design and inner length of belt in mm	25	33	40	55	76	95	120	38	42	46	52	59	
Minimum allowable design diameters of pulleys in mm	63	90	125	200	315	500	800	80	90	105	125	140	
Constants in formula (191)	$a$	23	25	28	30	32	32						
	$w$	100	120	180	215	280	350	440					
Maximum recommended velocity $v_{\text{max}}$ in m/sec	25	25	25	25	30	30	30	30	30	30	30	30	
Design width of belt $a_d$ in mm	8.5	11	14	19	27	32	42						
Rated sizes of pulley grooves (Fig. 125)*	$e$	10	12.5	16	21	28.5	34	43					
	$c$	2.5	3.5	5	6	8.5	10	12.5					
	$l$	12	16	20	26	37.5	44.5	58					
	$s$	8	10	12.5	17	24	29	38					
	$\varphi^0$		34-40				36-40		38-40				

Note. The angle of groove ( $\varphi$ ) is selected depending on the pulley diameter; a lesser angle corresponds to a lesser diameter.

## LAMPIRAN 10

## BAHAN POROS

Identification Number or Specification	Modulus of Elasticity, psi	Tensile Strength, ksi	Yield Strength, ksi	Elongation in 2 in., %	Hardness, BHN	Endurance Limit, ksi	Modulus of Elasticity in Compression, psi	Compressive Strength, ksi	Shear Strength, ksi	Impact Strength, (Charpy), ft. lb
Gray Cast Irons										
ASTM, Class 20	12 x 10 <sup>4</sup>	20	—	—	160	10	—	95	32	55
ASTM, Class 25	13 x 10 <sup>4</sup>	25	—	—	165	12.5	—	100	37	55
ASTM, Class 30	15 x 10 <sup>4</sup>	30	—	—	195	14.5	—	115	44	60
ASTM, Class 40	17 x 10 <sup>4</sup>	40	—	—	220	19	—	143	57	70
ASTM, Class 50	19 x 10 <sup>4</sup>	50	—	—	238	22	—	150	65	80
ASTM, Class 60	20 x 10 <sup>4</sup>	60	—	—	260	24	—	170	72	115
Malleable Cast Irons										
32510 (ASTM A47)	25 x 10 <sup>4</sup>	50	32.5	10	133	28	25 x 10 <sup>4</sup>	208	47	16.5
35018 (ASTM A47)	25 x 10 <sup>4</sup>	53	35	18	133	31	25 x 10 <sup>4</sup>	220	51	16.5
45010 (ASTM A220)	26 x 10 <sup>4</sup>	63	45	10	185	32	23.2 x 10 <sup>4</sup>	242	49	14
50007 (ASTM A220)	26.5 x 10 <sup>4</sup>	73	50	7	204	37	23.2 x 10 <sup>4</sup>	242	75	14
60001 (ASTM A220)	27 x 10 <sup>4</sup>	80	60	3	226	39	23.2 x 10 <sup>4</sup>	242	80	14
80002 (ASTM A220)	27 x 10 <sup>4</sup>	100	80	2	255	40	23.2 x 10 <sup>4</sup>	242	100	14
Modular or Ductile Cast Irons										
60-40-15 (ASTM or 60-45-12 (A336)	23.5 x 10 <sup>4</sup>	70	52.5	10-25	178	35	—	140	—	—
80-55-06 ( " )	23.5 x 10 <sup>4</sup>	100	67.5	3-10	217	50	—	200	—	—
100-70-03* ( " )	23.5 x 10 <sup>4</sup>	110	72.5	6-10	257	55	—	220	—	—
120-90-02* ( " )	23.5 x 10 <sup>4</sup>	135	108	2-7	283	63	—	270	—	—
Heat Resistant	18.5 x 10 <sup>4</sup>	73	40	7-40	170	37	—	146	—	—

SOURCE: Compiled from 1973 Machinery Selector, Reinhold Publishing Co., New York; Tool Engineers' Handbook, 2nd ed., McGraw-Hill Book Co., New York, and ADME Handbook of Steel Properties, McGraw-Hill Book Co., New York.

\* Obtained by heat treatment consisting normalizing or annealing and tempering.

† None about.

‡ Based 8% total of stress.

‡ Heat resistant.

§ Normalized and tempered.

§ Castings material.

¶ Quenched and tempered.

¶ Hot and tempering treated.

‡ Assumed.

‡ 3000F. Year quarter.



LAMPIRAN 11

FAKTOR X DAN Y BANTALAN BOLA DAN ROLL

Factor X and Y for ball and roller bearings

Contact angle α, deg	F <sub>r</sub> F <sub>w</sub>	Single-arch bearings <sup>1</sup>		Double-arch bearings <sup>2</sup>			E	
		F <sub>1</sub> , F <sub>2</sub> , C <sub>1</sub>		F <sub>1</sub> , F <sub>2</sub> , C <sub>2</sub>				
		ε	γ	ε	γ	τ		
Radial-contact groove ball bearings <sup>3</sup>								
i	0.5e	0.014	2.33			2.30	0.14	25
		0.028	1.99			1.99	0.22	50
		0.056	1.71			1.71	0.28	100
		0.084	1.55			1.55	0.29	150
		0.11	1.45	1.0	0	1.45	0.30	200
		0.17	1.31			1.31	0.34	300
		0.28	1.15			1.15	0.38	500
		0.42	1.04			1.04	0.42	750
		0.56	1.00			1.00	0.44	1000
		Angular-contact groove ball bearings <sup>4</sup>						
j	0.1e	0.014	Use α, γ	2.78		2.78	0.21	25
		0.028	and α, γ	2.40		2.40	0.24	50
		0.056	are equal	2.07		2.07	0.30	100
		0.084	table to	1.87		1.87	0.34	150
		0.11	single-row	1.75	0.78	1.75	0.34	200
		0.17	radial	1.58		1.58	0.40	300
		0.28	contact	1.39		1.39	0.44	500
		0.42	bearings	1.26		1.26	0.50	750
		0.56		1.21		1.21	0.51	1000
		10	0.4e	0.014	1.88	2.18		1.96
0.028	1.71			1.88		1.78	0.32	50
0.057	1.52			1.76		1.47	0.36	100
0.086	1.41			1.63		1.29	0.38	150
0.11	1.34			1.55	0.74	1.18	0.40	200
0.17	1.23			1.42		1.00	0.44	300
0.28	1.10			1.27		1.29	0.48	500
0.42	1.01			1.17		1.04	0.54	750
0.57	1.00			1.14		1.03	0.54	1000
15	0.44			0.012	1.47	1.63		1.39
		0.028	1.40	1.57		1.28	0.40	50
		0.057	1.30	1.46		1.11	0.43	100
		0.087	1.23	1.38		1.00	0.44	150
		0.12	1.19	1.34	0.72	1.03	0.47	200
		0.19	1.12	1.26		0.92	0.50	300
		0.29	1.02	1.14		0.84	0.51	500
		0.44	1.00	1.12		1.03	0.54	750
		0.58	1.00	1.12		1.03	0.56	1000
		20	0.43	1.00	1.0	1.09	0.70	1.03
0.97	1.0			0.92	0.67	1.01	0.68	
0.76	1.0			0.74	0.62	1.24	0.80	
0.66	1.0			0.66	0.60	1.07	0.91	
0.57	1.0			0.55	0.57	0.93	1.14	
Self-aligning ball bearings								
		0.40	0.4 cot α	1.0	0.42 cot α	0.55	0.65 cot α	1.5 tan α
Roller bearings self-aligning, tapered <sup>5</sup>								
a = 30		0.4	0.4 cot α	1.0	0.45 cot α	0.67	0.47 cot α	1.5 tan α

SOURCE: Frank W. Wiles, Inc., "Ball Bearings Handbook," 2nd ed., McGraw-Hill Book Co., New York, 1959.

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

<sup>1</sup> For angular bearings, when F<sub>1</sub>/F<sub>2</sub>, C<sub>1</sub>, and F<sub>1</sub>/C<sub>2</sub> and F<sub>2</sub>/C<sub>2</sub>.

<sup>2</sup> C<sub>1</sub> is the radial load rating, or the number of balls that can be used in the radial contact bearing.

<sup>3</sup> C<sub>2</sub> is the contact angle.

<sup>4</sup> When determining the equivalent load for a ball bearing of any radial angular contact angle ball bearing or a double row bearing, "use as best" or "best or best," the one as determined as one directional displacement ball bearing.

<sup>5</sup> When determining the equivalent load for a roller bearing of any roller bearing angular contact ball bearing or a double row bearing, "use as best," the bearing are either ball or roller bearing or displacement ball bearing.

<sup>6</sup> Double row bearings are not included in the computation.

<sup>7</sup> Possible maximum value of F<sub>1</sub>/C<sub>1</sub> depends on the bearing design.

<sup>8</sup> F<sub>1</sub> or F<sub>2</sub> is 0.5 and 0.5.

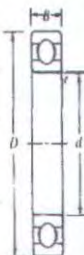
## LAMPIRAN 12

## BEBAN DINAMIS ( C ) BEARING

Bearing selection data for single-row, deep-groove, Conrad-type ball bearings

A, Series 6200

Bearing number	Normal bearing dimensions							Preferred shoulder diameter		Bearing weight	Basic static load rating, C	Basic dynamic load rating, C'
	d		D		B		r <sup>1</sup>	Shaft	Housing			
	mm	in	mm	in	mm	in	in	in	in	lb	lb	lb
6200	10	0.3937	30	1.1811	9	0.3543	0.024	0.500	0.984	0.07	520	305
6201	12	0.4724	32	1.2508	10	0.3937	0.024	0.573	1.063	0.08	675	1180
6202	15	0.5906	35	1.3780	11	0.4331	0.024	0.703	1.181	0.10	791	1330
6203	17	0.6693	40	1.5748	12	0.4724	0.024	0.787	1.380	0.14	1010	1660
6204	20	0.7874	47	1.8504	14	0.5512	0.039	0.969	1.614	0.23	1400	2210
6205	25	0.9843	52	2.0472	15	0.5906	0.039	1.172	1.811	0.29	1610	2430
6206	30	1.1811	62	2.4409	16	0.6299	0.039	1.406	2.205	0.44	2320	3350
6207	35	1.3780	72	2.8346	17	0.6693	0.039	1.614	2.559	0.64	3150	4450
6208	40	1.5748	80	3.1496	18	0.7087	0.039	1.811	2.874	0.82	3650	5050
6209	45	1.7717	85	3.3465	19	0.7480	0.039	2.008	3.071	0.89	4150	5650
6210	50	1.9685	90	3.5433	20	0.7874	0.039	2.205	3.268	1.02	4650	6050
6211	55	2.1654	100	3.9370	21	0.8268	0.059	2.441	3.602	1.36	5850	7500
6212	60	2.3622	110	4.3307	22	0.8661	0.059	2.717	3.996	1.73	7250	9050
6213	65	2.5591	120	4.7244	23	0.9055	0.059	2.913	4.390	2.18	8000	9900
6214	70	2.7559	125	4.9213	24	0.9449	0.059	3.110	4.587	2.31	8800	10800
6215	75	2.9528	130	5.1181	25	0.9843	0.059	3.307	4.783	2.64	9700	11400
6216	80	3.1496	140	5.5118	26	1.0236	0.079	3.504	5.118	3.09	10500	12600
6217	85	3.3465	150	5.9055	28	1.1024	0.079	3.740	5.512	3.97	12300	14600
6218	90	3.5433	160	6.2992	30	1.1811	0.079	3.937	5.906	4.74	14200	16600
6219	95	3.7402	170	6.6929	32	1.2598	0.079	4.213	6.220	5.73	16300	18800
6220	100	3.9370	180	7.0866	34	1.3386	0.079	4.409	6.614	6.94	18600	21100
6221	105	4.1339	190	7.4803	36	1.4173	0.079	4.606	7.008	8.15	20900	23000
6222	110	4.3307	200	7.8740	38	1.4961	0.079	4.803	7.402	9.59	23400	25900
6224	120	4.7244	215	8.4646	40	1.5748	0.079	5.197	7.992	11.4	26200	28900



## LAMPIRAN 13

BALL BEARING SERVICE FACTOR (  $F_s$  )Table 9-8 Ball bearing service factors,  $F_s$ 

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

## LAMPIRAN 14

## DIMENSI PASAK

Table 7-7 Dimensions of square and flat taper stock keys (dimensions in inches. [see FigurJ 7-7d])

Shaft Diameter (inches)	Square Type		Flat Type		Tolerance		Stock Length, L		
	Maxi- mum Width, W	Height at Large End, H <sup>1</sup>	Maxi- mum Width, W	Height at Large End, H <sup>1</sup>	On Width	On Height	Mini- mum	Maxi- mum	Advanc- ing by Incre- ments of
1/2 - 9/16	1/8	1/8	1/8	3/32	-0.0020	+0.0020	1/2	2 <sup>9</sup>	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 <sup>1</sup>
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

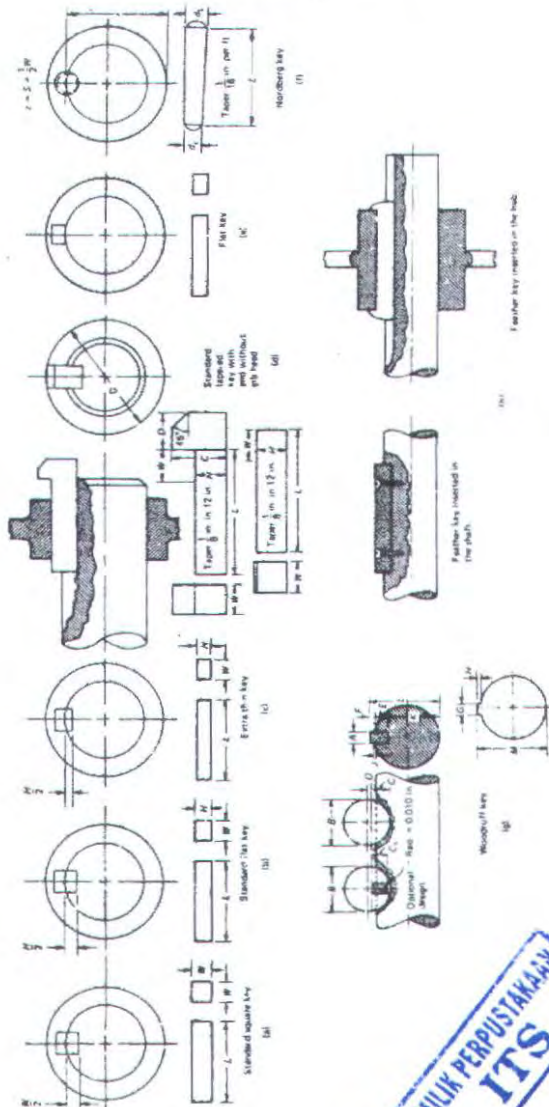
SOURCE: ASME ANSI Standard B7.1-1957.

<sup>1</sup> This height of the key is measured to the distance W, equal to the width of the key, from the large end.<sup>2</sup> 1/2 in. length instead of 4 1/8 in.

LAMPIRAN 15

MACAM-MACAM PASAK

Figure 7-7 Various types of shaft keys



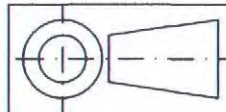
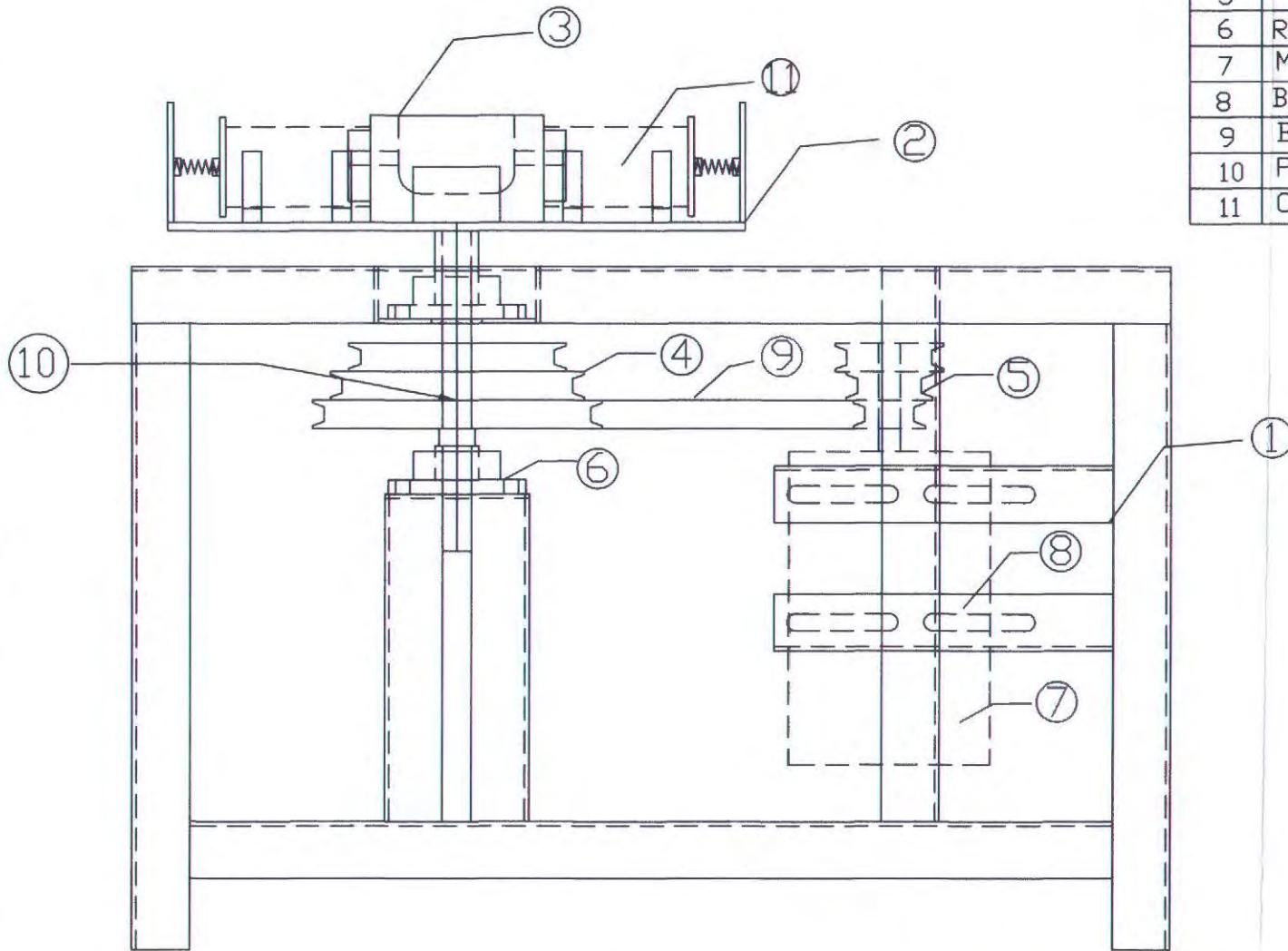
LAMPIRAN 16

FOTO ALAT



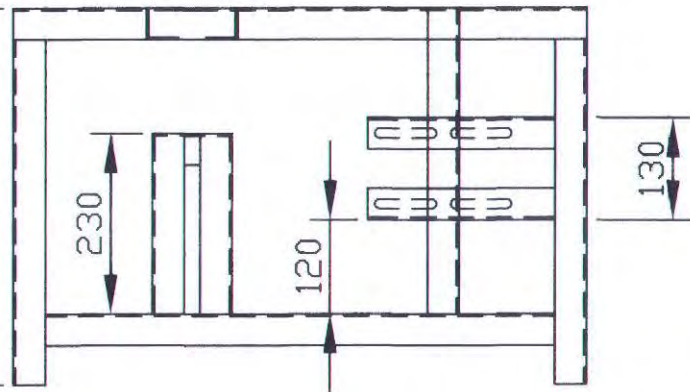
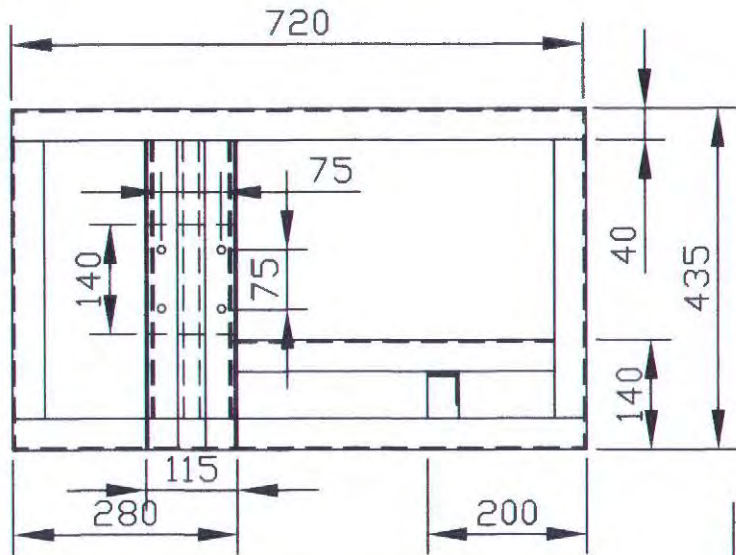
113  
MIPA FEBRUARI 2011  
UNIVERSITAS SUMBAWA

No.	Nama Bagian	Bahan	Jml	Catatan
1	Rangka Mesin		1	
2	Lengan Cetakan		1	
3	Pouring Basin	tanah liat	1	
4	Pulley Besar		1	
5	Pulley Kecil		1	
6	Rumah Bearing		2	
7	Motor		1	0.25 HP
8	Baut		16	M10X3
9	Belt		1	A 40 in
10	Poros	AISI 1020	1	
11	Cetakan		2	

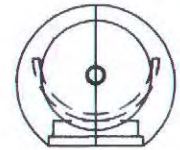
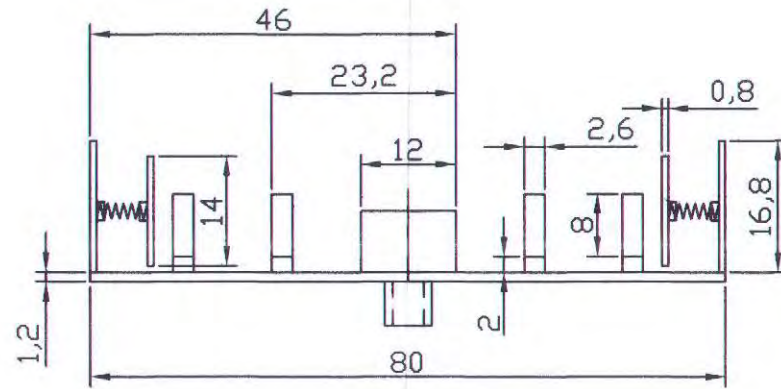


SKALA : 1 : 5      DIGAMBAR : Heri Kuswanto  
SATUAN : mm      NRP : 2104 030 064  
TANGGAL:      DILIHAT :

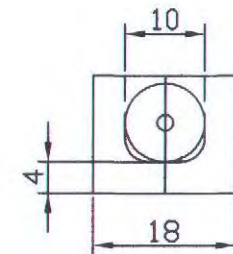
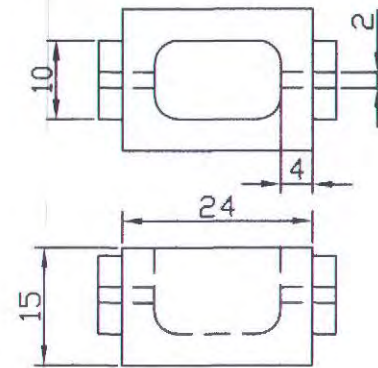
Peringatan :



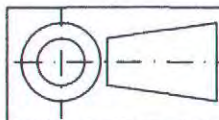
① KERANGKA MESIN  
Skala 1 : 10 mm



② LENGAN CETAKAN  
Skala 1 : 5 mm



③ POURING BASIN  
Skala 1 : 5 mm



SKALA :  
SATUAN : mm  
TANGGAL:

DIGAMBAR : Heri Kuswanto  
NRP : 2104 030 064  
DILIHAT :

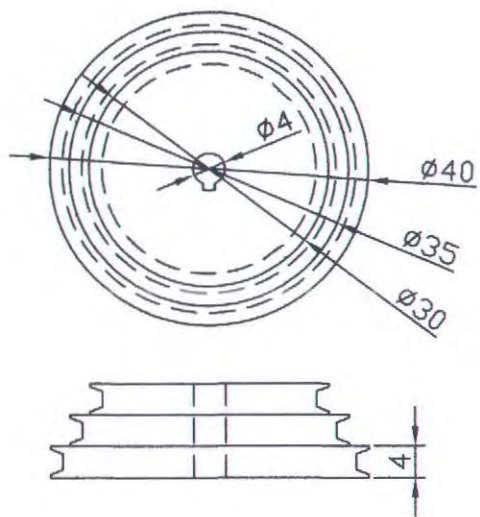
Peringatan :

D3 Teknik Mesin  
FTI - ITS

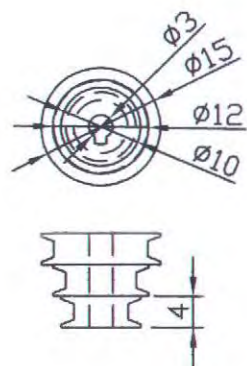
GAMBAR DETAIL MESIN CDR CENTRIFUGAL 2 DIES

A4

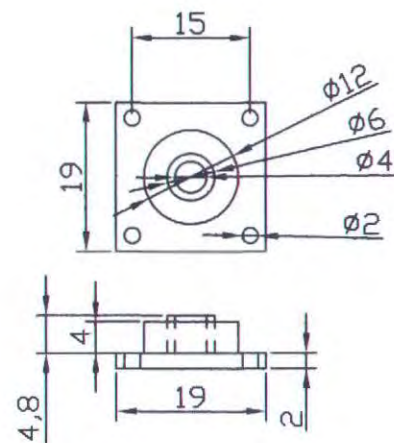




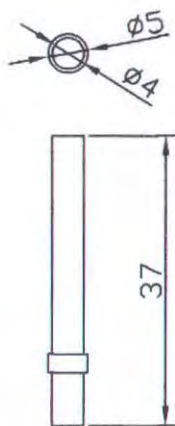
④ PULLEY BESAR



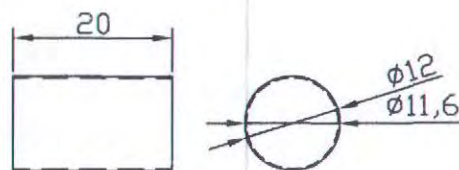
⑤ PULLEY KECIL



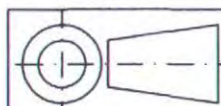
⑥ RUMAH BEARING



⑩ PINOS



⑪ CETAKAN



SKALA : 1 : 5  
SATUAN : mm  
TANGGAL :

DIGAMBAR : Heri Kuswanto  
NRP : 2104 030 064  
DILIHAT :

Peringatan :

D3 Teknik Mesin  
FTI - ITS

GAMBAR DETAIL MESIN CDR CENTRIFUGAL 2 DIES

A4

## BIODATA PENULIS



Penulis dilahirkan di Tasikmalaya pada tanggal 14 Nopember 1985 dengan nama Heri kuswanto. Penulis merupakan anak pertama dari empat bersudara. Pendidikan formal yang telah ditempuhnya yaitu di SDN Langensari Cisayong Tasikmalaya, SLTP Yapida Tasikmalaya, SMK Siang Surabaya dan kemudian melanjutkan studinya di Program Studi D3 Teknik Mesin FTI - ITS Surabaya, dengan mengambil bidang studi Teknik Produksi.

Penulis juga aktif diberbagai kegiatan dalam kampus dan di luar kampus. Pada saat kuliah ia diberi kepercayaan menjabat sebagai Kadiv Kesma Bengkel Himpunan Mahasiswa D3 Teknik Mesin FTI - ITS, selain itu banyak pula pelatihan dan event - event yang diikutinya selama menjadi mahasiswa di lingkungan ITS.