



**TUGAS AKHIR VM - 180629**

**RANCANG BANGUN MESIN PENYIKAT PERMUKAAN  
SERAT KAYU JATI DENGAN SISTEM FLAT ROLLING  
BRUSH**

**Fery Yuriato**

**NRP.10211500010014**

**Mochammad Subchan Zamroni**

**NRP.10211500010047**

**Dosen Pembimbing**

**Ir. Suhariyanto, MT**

**DEPARTEMEN TEKNIK MESIN INDUSTRI  
KERJASAMA ITS-DISNAKERTRANS JAWA TIMUR  
Fakultas Vokasi  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember  
Surabaya  
2019**





**FINAL PROJECT - TM 145648**

***BUILDING DESIGN OF TEAK FIBER FIBER MACHINE  
WITH FLAT ROLLING BRUSH SYSTEM***

**FERY YURIANTO  
NRP. 10211500010014**

**M. SUBCHAN ZAMRONI  
NRP. 10211500010047**

**Supervisor  
Ir. SUHARIYANTO, MT**

**DEPARTMENT OF INDUSTRIAL MECHANICAL  
ENGINEERING  
Faculty of VOCATION  
Institute of Technology Sepuluh Nopember  
Surabaya 2019**

**LEMBAR PENGESAHAN  
RANCANG BANGUN MESIN PENYIKAT  
PERMUKAAN SERAT KAYU JATI DENGAN  
SISTEM FLAT ROLLING BRUSH  
TUGAS AKHIR**

Diajukan Guna Memenuhi Persyaratan Untuk Memperoleh  
Gelar Ahli Madya (A.Md)  
Pada Bidang Studi Elemen Mesin  
Program Studi Diploma III  
Departemen Teknik Mesin Industri Kerjasama  
ITS – Disnakertransduk  
Fakultas Vokasi  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh:

- |                       |                     |
|-----------------------|---------------------|
| 1. Fery Yurianto      | NRP. 10211500010024 |
| 2. M. Subchan Zamroni | NRP. 10211500010047 |

Disetujui oleh Pembimbing Tugas Akhir



## RANCANG BANGUN MESIN PENYIKAT PERMUKAAN SERAT KAYU JATI DENGAN SISTEM FLAT ROLLING BRUSH

Nama mahasiswa	:	Fery Yurianto
NRP	:	10211500010014
Nama Mahasiswa	:	Mochammad Subchan Zamroni
NRP	:	10211500010047
Jurusan	:	Departemen Teknik Mesin Industri Kerjasama Disnakertrans FV-ITS
Dosen Pembimbing	:	Ir. Suharyanto,MT

### *Abstrak*

Proses pembuatan produk furnitur kayu jati memerlukan tahapan, mulai dari pemotongan kayu jati menjadi lembaran balok kayu, pengamplasan permukaan kayu, penyikatan serat kayu pada permukaan, perakitan kayu menjadi produk dan terakhir proses finishing dengan pewarnaan produk. Diantara proses-proses tersebut, proses penyikatan serat kayu pada permukaan merupakan salah satu proses yang membutuhkan waktu relatif lama dan perlu ditingkatkan produktivitas penggerjaan agar target produksi mingguan dapat terpenuhi. Oleh karena itu dirancang mesin penyikat serat kayu jati dengan sistem rol untuk meningkatkan produktivitas mitra.

Proses pembuatan mesin diawali dengan observasi dan mencari literatur mengenai elemen mesin yang dibutuhkan untuk merancang mesin penyikat serat kayu jati, kemudian didapat konsep mesin dan sket mesin pemotong penyikat serat kayu jati beserta ukuran yang sudah direncanakan. Setelah mendapatkan gambar dan ukuran, dilanjutkan dengan memulai membuat alat. Percobaan dan pengujian alat dilakukan setelah mesin dibuat. Jika mesin masih belum bekerja secara baik akan dilakukan evaluasi dan perencanaan kembali.

Dari perencanaan dan perhitungan, dibutuhkan gaya  $1.8 \text{ kgf}$  dan mesin dengan daya minimal  $2,01 \text{ HP}$  dengan rpm  $1330$  untuk menggerakkan sikat untuk menyerat yang ditransmisikan oleh belt dan pulley. Dimana pulley dengan  $2$  alur, diameter pulley motor  $85 \text{ mm}$ , diameter pulley poros  $125 \text{ mm}$  dihubungkan

oleh v-belt tipe A nomor 70 panjang = 1750 mm. Telah didapat kapasitas produksi mesin Penyikat Sarat Kayu Jati dengan lebar konstan 30 cm proses penyikatan 23 cm/menit dengan kecepatan konstan

**Kata kunci :***Furnitur, penyerat kayu, sistem rol brush.*

## **BUILDING DESIGN OF TEAK FIBER FIBER MACHINE WITH FLAT ROLLING BRUSH SYSTEM**

**The name of student : Fery Yurianto**  
**NRP : 10211500010014**  
**The name of student : Mochammad Subchan Zamroni**  
**NRP : 10211500010047**  
**Directions : Departement of mechanical industrial  
engineering  
Disnakertrans FV-ITS**  
**A Thesis advisor : Ir. Suhariyanto,MT**

### **Abstrak**

*The process of making teak furniture products requires stages, ranging from teak wood cutting to wood beam sheets, wood surface sanding, wood fiber brushing on the surface, wood assembly into products and finally finishing with product coloring. Among these processes, the process of brushing wood fiber on the surface is one of the processes that require a relatively long time and needs to be increased productivity so that the weekly production target can be met.*

*The machine manufacturing process begins with observations and searches for literature on the engine elements needed to design teak fiber brushing machines with 1.8 kgf force requirements, then the concept of the machine and teak fiber brushing mower sketches and their planned size. After getting the picture and size, proceed with starting to make the tool. Experiments and testing of equipment are carried out after the machine is made. If the machine is still not working properly, an evaluation and planning will be carried out again.*

*From planning and calculation, the engine is needed with a minimum power of 2.01 HP at 1330 rpm for move the brush to drag that is transmitted by the belt and pulley. Where pulley with 2 grooves, pulley diameter 85 mm motor, 125 mm shaft diameter pulley is connected by v-belt type A number 70. The machine made has a brushing capacity of 23 cm / minute at a constant speed.*

**Keywords :** Furniture, wood fiber, roller brush system.

## KATA PENGANTAR

Puji Syukur diucapkan kepada Allah Subhanahu wa Ta'ala, yang telah memberi kesehatan, kelancaran dan kemudahan hingga tersusunnya laporan tugas akhir ini. Shalawat serta salam juga dihaturkan kepada Nabi Muhammad Shalallahu Alaihi Wassalam. Laporan tugas akhir yang berjudul **“Rancang Bangun Mesin Penyikat Permukaan Serat Kayu Jati Dengan Sistem Flat Rolling Brush”** ini disusun untuk memenuhi syarat kelulusan di Departemen Teknik Mesin Industri, Program Studi D3 Teknik Mesin Produksi Kerjasama ITS-DISNAKERTRANS.

Banyak pihak yang telah membantu penulis dalam penggerjaan alat maupun laporan tugas akhir ini, maka dari itu dengan segala kerendahan hati diucapkan terimakasih kepada:

1. Bapak **Ir. Suhariyanto, MT** selaku dosen pembimbing I yang telah memberikan nasihat, bimbingan dan pengetahuan hingga tersusunnya buku tugas akhir ini.
2. Bapak **Ir. Syamsul Hadi, MT** selaku dosen pembimbing II yang telah memberikan nasihat, bimbingan dan pengetahuan hingga tersusunnya buku tugas akhir ini.
3. Bapak **Dr. Ir. Heru Mirmanto, MT** selaku ketua Departemen Teknik Mesin Industri FV-ITS.
4. Bapak **Ir. Suhariyanto, MT** selaku koordinator tugas akhir Departemen Teknik Mesin Industri FV-ITS.
5. Seluruh tim dosen penguji yang berkenan untuk menguji, memberi kritik dan saran yang membangun untuk memperbaiki tugas akhir ini.
6. Seluruh bapak ibu dosen yang telah memberikan ilmu pengetahuannya kepada seluruh mahasiswa di Departemen Teknik Mesin Industri FV – ITS.
7. Instruktur UPT-PK BLKIP Surabaya, Bapak **R Soewandi B.E**, alm. Bapak **Priyo B J, ST**, serta segenap bapak instruktur kami di bengkel las.
8. Orang tua kami yang selalu memberikan dukungan penuh baik moril maupun materil.
9. Rekan-rekan seperjuangan Departemen Teknik Mesin Industri 2015

10. Semua pihak yang tak bisa saya sebut namanya yang telah membantu saya selama proses dalam menjalani perkuliahan di Departemen Teknik Mesin Industri.

Laporan tugas akhir ini tentunya masih memiliki banyak kekurangan baik dari segi isi maupun tata Bahasa. Maka dari itu, diharapkan kritik dan saran yang membangun untuk menyempurnakan penyusunan laporan tugas akhir ini.

Akhir kata, diharapkan laporan tugas akhir ini dapat memberikan manfaat bagi pembaca.

Surabaya, 8 Januari 2019

Penulis

## DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL.....	i
LEMBAR PENGESAHAN.....	ii
ABSTRAK.....	iv
ABSTRACT .....	v
KATA PENGANTAR.....	vi
DAFTAR ISI.....	ix
DAFTAR GAMBAR .....	xii
DAFTAR TABEL .....	xiv
<b>BAB 1 PENDAHULUAN.....</b>	<b>1</b>
1.1 Latar Belakang .....	1
1.2 Perumusan Masalah.....	2
1.3 Tujuan .....	2
1.4 Batasan Masalah.....	3
1.5 Sistematika Penulisan.....	3
1.6 Manfaat .....	4
<b>BAB 2 TINJAUAN PUSTAKA .....</b>	<b>5</b>
2.1 Penelitian Terdahulu.....	5
2.2 Daya yang Dibutuhkan .....	5
2.3 Belt dan Pulley .....	6
2.3.1 Pemilihan Type <i>Belt</i> .....	6
2.3.1.1 Kecepatan Keliling <i>Belt</i> .....	7
2.3.1.2 Gaya Keliling <i>Belt</i> .....	7
2.3.1.3 Panjang <i>Belt</i> (L).....	7
2.3.1.4 Sudut Kontak pada <i>Pulley</i> .....	8
2.3.1.5 Gaya Efektif pada <i>Belt</i> .....	9
2.3.1.6 Perhitungan Tegangan untuk Memindahkan Beban .....	9
2.3.1.7 Jumlah <i>Belt</i> yang Dibutuhkan .....	9

2.3.1.8 Tegangan Maksimum pada <i>Belt</i> .....	10
2.3.1.9 Jumlah Putaran <i>Belt</i> Per Detik .....	10
2.3.1.10 Umur <i>Belt</i> .....	11
2.3.2 Menghitung Diameter <i>Pulley</i> yang Digerakkan ...	11
2.4 Poros dan Pasak .....	12
2.4.1 Poros .....	12
2.4.1.1 Hal-Hal Penting dalam Perencanaan .....	13
2.4.1.2 Bidang Horizontal Dan Vertikal .....	15
2.4.1.3 Momen Torsi .....	15
2.4.1.4 Momen Gabungan .....	15
2.4.1.5 Diameter Poros .....	16
2.4.2 Klasifikasi Pasak .....	17
2.4.2.1 Tinjauan Terhadap Geser .....	18
2.4.2.2 Tinjauan Terhadap Kompresi .....	20
2.5 Perencanaan Bantalan .....	20
2.5.1 Kedudukan Pasak Benam .....	22
2.5.2 Beban Ekivalen .....	22
2.5.3 Umur Bantalan.....	24
2.6 Kapasitas Mesin .....	25
<b>BAB 3 METODOLOGI .....</b>	<b>26</b>
3.1 Diagram Alir .....	26
3.2 Tahapan Proses Pembuatan .....	27
3.3 Prosedur Pengoprasiian Mesin.....	30
3.4 Desain Mesin.....	30
<b>BAB 4 PERHITUNGAN DAN PEMBAHASAN .....</b>	<b>32</b>
4.1 Perhitungan Besar Gaya Pengerolan .....	32
4.2 Perhitungan Daya .....	33
4.3. Perencanaan Belt dan Pulley .....	34
4.3.1 Daya Perencanaan .....	34
4.3.2 Pemilihan Type Belt .....	34
4.3.3 Kecepatan Keliling Pulley .....	36
4.3.4 Gaya Keliling Belt .....	36
4.3.5 Tegangan Belt .....	37

4.3.6. Jarak Sumbu Poros Pulley dengan Pulley	
Perencanaan .....	37
4.3.7 Panjang Belt .....	38
4.3.8. Pengecekan Jarak Sumbu Poros .....	38
4.3.9. Gaya Efektif Belt .....	39
4.3.10. Tegangan Maksimum pada Belt .....	40
4.3.11. Umur Belt .....	41
4.3.12. Perhitungan Jumlah Belt .....	42
4.4 Perencanaan Poros Moving Roll.....	43
4.4.1. Gambar Free Body Diagram (Diagram Benda Bebas).....	43
4.4.2 Menghitung Gaya Yang Bekerja Pada Poros .....	44
4.4.2.1 Gaya dan Momen Arah Horizontal .....	45
4.4.2.2 Gaya dan Momen Arah Vertikal .....	48
4.4.3 Momen terbesar .....	53
4.4.4 Diameter Poros .....	54
4.5 Perencanaan Bantalan pada Moving Roll .....	54
4.5.1 Gaya Radial .....	55
4.5.2 Beban ekivalen pada bantalan .....	56
4.5.3 Umur bantalan .....	57
4.6 Perencanaan Pasak.....	58
4.6.1 Bahan Pasak .....	58
4.6.2 Gaya Pada Pasak .....	59
4.6.3 Panjang Pasak Ditinjau dari Tegangan Geser .....	59
4.6.4 Panjang Pasak Ditinjau dari Tegangan Kompresi	60
4.7. Mesin Penyikat Serat Kayu Jati .....	61
4.7. Hasil Percobaan .....	64
<b>BAB 5 KESIMPULAN DAN SARAN.....</b>	<b>65</b>
5.1 Kesimpulan.....	65
5.2 Saran.....	66
<b>DAFTAR PUSTAKA .....</b>	<b>67</b>
<b>BIOGRAFI .....</b>	<b>68</b>
<b>LAMPIRAN.....</b>	<b>70</b>



## **DAFTAR GAMBAR**

<b>BAB 2 TINJAUAN PUSTAKA .....</b>	<b>5</b>
Gambar 2.1 Ukuran penampakan sabuk - V .....	6
Gambar 2.2 Sudut kontak antara pulley dan belt.....	8
Gambar 2.3 Transmisi Belt dan Pulley .....	12
Gambar 2.4 Bentuk-bentuk pasak .....	17
Gambar 2.5 Macam-macam pasak .....	18
Gambar 2.6 Gaya yang terjadi pada pasak .....	18
Gambar 2.7 Gaya geser pada pasak .....	19
Gambar 2.8 Ball Bearing .....	21
<b>BAB 3 METODOLOGI .....</b>	<b>26</b>
Gambar 3.1 Diagram Alir Metodologi .....	26
Gambar 3.2 Diagram Alir Perhitungan .....	29
Gambar 3.3 Gambar 3D Mesin .....	31
<b>BAB 4 PEMBAHASAN .....</b>	<b>33</b>
Gambar 4.1 Pengujian Gaya Mekanis. ....	33
Gambar 4.2 Pemilihan Tipe Belt. ....	35
Gambar 4.3 Skema system transmisi <i>Belt dan Pulley</i> . ....	36
Gambar 4.4 Free body diagram .....	44
Gambar 4.5 Gaya dan Momen Arah Horizontal .....	45
Gambar 4.6 Potongan 1-1. ....	46
Gambar 4.7 Potongan 2-2 .....	47
Gambar 4.8 Gaya momen vertikal .....	48
Gambar 4.9 Potongan 1-1 .....	50
Gambar 4.10 Potongan 2-2. ....	51

Gambar 4.11 Potongan 3-3 .....	52
Gambar 4.12 Dimensi Pasak .....	58
Gambar 4.13 Luasan tegangan geser pada pasak .....	59
Gambar 4.14 Luasan tegangan kompresi pada pasak. ....	60
Gambar 4.15 Roll sikat .....	61
Gambar 4.16 Belt dan pulley .....	62
Gambar 4.17 Mesin Penyikat Serat Kayu .....	63

## **DAFTAR TABEL**

<b>BAB 2 TINJAUAN PUSTAKA .....</b>	<b>5</b>
Tabel 2.1 Harga rata-rata koefisien gesek pada bearing ...	22
Tabel 2.2 Ball Bearing Service Factors .....	23
<b>BAB 4 PEMBAHASAN .....</b>	<b>32</b>
Tabel 4.1 Pengujian Gaya .....	33
Tabel 4.2 <i>Hasil Data Pengujian Kapasitas</i> .....	64

## **BAB I**

### **PENDAHULUAN**

#### **1.1 Latar Belakang**

PT Halus Saja melalui berbagai tahapan, mulai dari pemotongan kayu jati menjadi lembaran balok kayu, pengamplasan permukaan kayu, penyikatan serat kayu pada permukaan, perakitan kayu menjadi produk dan terakhir proses finishing dengan pewarnaan produk. Diantara proses-proses tersebut, proses penyikatan serat kayu pada permukaan merupakan salah satu proses yang membutuhkan waktu relatif lama dan perlu ditingkatkan produktivitas penggerjaan agar target produksi mingguan dapat terpenuhi.

Selama ini PT Halus Saja kesulitan dalam mencapai target mingguan karena pada proses pembuatan serat kayu di PT Halus Saja masih kurang efisien dan efektif disebabkan alat yang digunakan masih sederhana dengan hanya menggunakan gerinda tangan yang dikerjakan oleh satu pekerja untuk dimensi permukaan kayu yang cukup luas. Sedangkan di pasaran belum ada alat khusus membuat serat kayu yang hanya memerlukan satu kali proses dalam satu lembar kayu dengan bidang yang cukup luas, sehingga proses pembuatan serat yang digunakan selama ini kurang cocok untuk memenuhi permintaan pasar dalam jumlah masal.

Berdasarkan uraian di atas, maka melalui tugas akhir ini dibuat "*Rancang Bangun Mesin Penyikat Serat Kayu Jati*

*Dengan Sistem Flat Rolling Brush* ”. Pada mesin pembuat serat kayu jati ini menggunakan motor listrik sebagai penggerak *brush* dan *rubber roll* kemudian lembaran kayu jati ditempatkan pada lantai mesin yang bergerak sesuai dengan putaran rubber roll dan melawan putaran dari brush. Sehingga proses penyayatan serat kayu dengan dimensi yang luas tidak memerlukan waktu yang lama. Oleh karena itu dengan mesin penyikat serat kayu jati ini, diharapakan dapat meningkatkan pruduktivitas dan kualitas produk furniture kayu jati serta memperlihatkan keindahan serat kayu yang di produksi oleh PT Halus Saja.

## **1.2 Perumusan Masalah**

Permasalahan yang akan diselesaikan dari tugas akhir ini adalah sebagai berikut :

- 1 Bagaimana membuat dan merancang mesin penyikat serat kayu jati dengan sistem flat rolling brush yang menghasilkan produk yang cepat dan efisien?
- 2 Berapakah perhitungan gaya, putaran, daya, dan elemen mesin untuk menentukan dan merancang mesin penyikat serat kayu jati dengan sistem flat rolling brush ?
- 3 Berapakah kapasitas produksi mesin penyikat serat kayu jati dengan sistem flat rolling brush ?

## **1.3 Tujuan**

Tujuan yang akan dicapai dari tugas akhir ini adalah sebagai berikut :

- 1 Mewujudkan Mesin Penyikat Serat Kayu Jati Dengan Sistem Flat Rolling Brush dengan menghasilkan produk yang cepat dan efisien
- 2 Melakukan perhitungan gaya, putaran, daya, dan elemen mesin lainnya untuk menentukan dan merancang merancang mesin penyikat serat kayu jati dengan sistem flat rolling brush
- 3 Melakukan perhitungan kapasitas produksi merancang mesin penyikat serat kayu jati dengan sistem flat rolling brush.

#### **1.4 Batasan Masalah**

1. Material yang digunakan adalah kayu jati.
2. Kekuatan rangka mesin (sambungan las), dan keseimbangan rangka pada mesin tidak dihitung atau dinyatakan aman.
3. Kelistrikan diabaikan.

#### **1.5 Sistematika Penulisan**

Sitematika yang digunakan dalam penulisan Tugas Akhir ini adalah sebagai berikut:

##### BAB I Pendahuluan

Berisi tentang latar belakang penulisan, permasalahan yang diangkat, tujuan penulisan, pembatasan masalah, metodologi, sistematika penulisan,dan relevansi.

##### BAB II Dasar Teori

Membahas tentang teori serta konsep sistem roll dan komponen-komponen yang berkaitan dengan mesin plong kertas.

### BAB III Metodologi

Membahas tentang diagram alir beserta penjelasan, dan menjelaskan prinsip kerja mesin plong kertas.

### BAB IV Perancangan dan Perhitungan

Membahas tentang perencanaan dan perhitungan analisa gaya-gaya dan sistem roll yang terjadi.

### BAB V Penutup

Membahas tentang kesimpulan dari hasil analisis dan saran-saran penulis.

## **1.6 Manfaat**

Manfaat dari Tugas Akhir ini adalah sebagai berikut :

1. Meningkatkan kecepatan pengerjaan pembuatan serat kayu dan meningkatkan produktivitas di PT Halus Saja.
2. Dapat menghasilkan produk yang diharapkan dan sesuai.

## BAB II

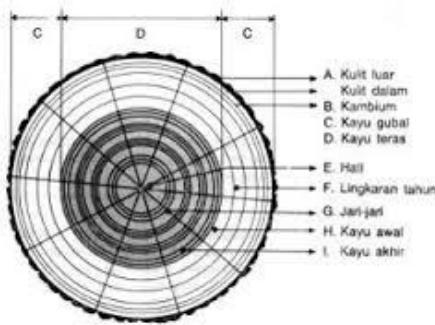
### TINJAUAN PUSTAKA

#### 2.1 Penelitian Terdahulu

Perencanaan, penelitian, dan uji kinerja mesin pemotong kertas telah dilakukan oleh :

*Angga Buana Putra dan Bobby Arya Sanjaya (2004)*, merancang alat penyikat serat kayu untuk memunculkan serat dengan menggunakan 2 buah rol diameter 45 mm dengan alur sama, ujung pisau rol dibuat cekung dan clearance. Daya motor yang digunakan 0,3 HP 1 Phase 1400 rpm dilengkapi speed reducer ratio 1:50. Kerangka st 37.

#### 2.2 Struktur Kayu



**Gambar 2.1. Struktur Kayu**

Kayu merupakan salah satu material yang banyak dipergunakan sebagai bahan konstruksi bangunan dan bahan baku meubel. Kayu sebagian besar terdiri dari sel-sel pembuluh yang sumbu panjangnya sejajar dengan sumbu panjang batang.

Sel-sel ini tersusun atas selulosa dan diikat menjadi satu oleh bahan penyemen yang disebut lignin. Arah sumbu panjang ini diacu sebagai arah serat kayu dan penting untuk dikenal, karena sifat kayu yang sejajar serat sangat berbeda dengan yang tegak lurus terhadap .Penggunannya paling cocok untuk diaplikasikan pada pintu dan bingkai, lantai, furnitur, dll.

Hasi rustic furniture yang ada dalam pasaran biasanya sudah ada dalam bentuk furniture.



**Gambar 2.2. Hasil Produk Furnitur**

### **2.3 Daya yang Dibutuhkan**

Setelah pembuatan mesin dilakukan pengukuran gaya untuk mendapatkan besar torsi, setelah itu besar daya yang dibutuhkan pada proses penggerolan dapat dihitung menggunakan rumus :

$$T = Fr \times r \quad (2.1)$$

$$T = 716200 \frac{P}{n}$$

$$P = \frac{T \cdot n}{716200} \quad (2.2)$$

Dimana:

- $T$  = torsi (kgf.mm)
- $F_{max}$  = gaya penggerakan maksimal (kgf)
- $r$  = jari-jari lengan (mm)
- $P$  = daya (HP)
- $n$  = putaran motor
- $P_d$  = daya desain (HP)

## 2.4 Belt dan Pulley

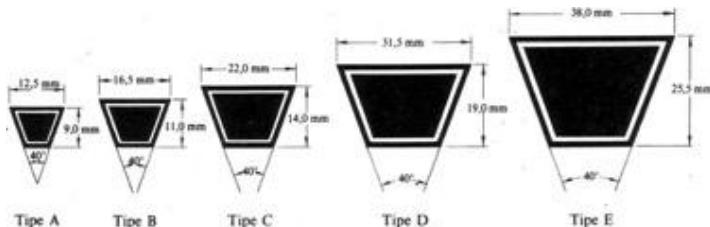
*Belt* termasuk salah satu alat pemindah daya yang cukup sederhana dibandingkan dengan rantai. *Belt* terpasang pada dua buah *pulley* atau lebih, *pulley* pertama sebagai penggerak sedangkan *pulley* yang kedua berfungsi sebagai yang digerakkan.

### 2.4.1 Pemilihan Type Belt

Untuk pemilihan penggunaan *belt* dipilih sesuai dengan besarnya daya yang akan digunakan oleh suatu mesin, selain memperhitungkan besarnya daya mesin pemilihan *belt* juga berdasarkan putaran dari *pulley*.

*Belt* yang digunakan dalam mesin kami adalah *belt* jenis *V-Belt*. Sebagian besar transmisi yang menggunakan *belt* menggunakan *V-Belt* dikarenakan mudah penanganannya,

mudah dijumpai di toko-toko, dan harganya juga relative murah.



**Gambar 2.3. Ukuran penampakan sabuk - V**

#### 2.4.1.1 Kecepatan Keliling Belt

Kecepatan keliling *belt* adalah kemampuan *belt* untuk berotasi. Adapun gaya keliling pada *belt* dapat dihitung dengan menggunakan rumus :

$$v_p = \frac{\pi \times d \times n}{60 \times 1000}$$

Dimana :

$v_p$  = kecepatan keliling pulley (m/s)

#### 2.4.1.2 Gaya Keliling Belt

$$F = \beta \times F_{rated}$$

$$F_{rated} = \frac{102 \times P_d}{v}$$

Dimana :

$\beta$  = Faktor beban lebih (1,5-2 )

$F_{rated}$  = Gaya rata-rata pada *belt*

### 2.4.1.3 Panjang Belt (L)

Jarak kedua sumbu poros dan panjang *belt* saling berhubungan, memiliki persamaan :

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

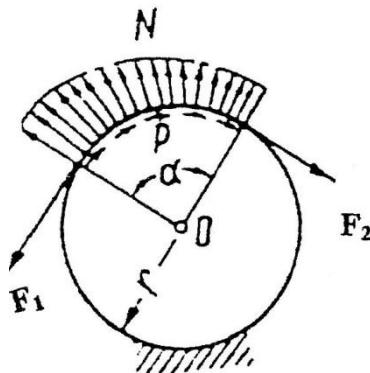
Dimana :

L = panjang *belt* (mm)

C = jarak sumbu poros *pulley* perencanaan (mm)

### 2.4.1.4 Sudut Kontak pada Pulley

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



**Gambar 2.4.** Sudut kontak antara pulley dan belt  
( Sularso, Kiyokatsu Suga; 1991.Hal 168 )

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

Dimana :

$\alpha$  = Sudut kontak ( $^0$ )

$d_1$  = Diameter *pulley* pada motor (mm)

$d_2$  = Diameter *pulley* pada penggiling (mm)

C = Jarak sumbu poros *pulley* perencanaan (mm)

#### 2.4.1.5 Gaya Efektif pada *Belt*

*Belt* memiliki dua gaya pada saat berputar, yaitu gaya disisi tarik ( $F_1$ ) dan gaya disisi kendur ( $F_2$ ). Maka besarnya gaya efektif ( $F_e$ ) untuk menggerakan *pulley* adalah :

$$F_e = \frac{T_{tot}}{r_p}$$

$$F_e = F_1 - F_2$$

$$\frac{F_1}{F_2} = e^{f \times \theta}$$

Dimana :

$F_1$  = Gaya pada *belt* yang kencang (kgf)

$F_2$  = Gaya pada *belt* yang kendur (kgf)

#### 2.4.1.6 Perhitungan Tegangan untuk Memindahkan Beban

Untuk menghitung besarnya tegangan untuk mentransmisikan daya tersebut menggunakan persamaan:

$$\sigma_d = \sigma_{do} \times C_v \times C_\alpha$$

Dimana :

$$\sigma_{do} = a - w \frac{h}{D}$$

- $C_v$  = Didapatkan dari tabel (*lampiran 7*)
- $C_\alpha$  = Didapatkan dari tabel (*lampiran 7*)

#### **2.4.1.7 Jumlah Belt yang Dibutuhkan**

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

$$\sigma_d = \frac{F_e}{A}$$

$$\sigma_d = \frac{F_e}{b \cdot h}$$

Sehingga didapatkan nilai b setelah itu untuk mencari jumlah belt maka menggunakan perbandingan luasan antara belt ukuran standart dengan belt yang kita gunakan.

#### **2.4.1.8 Tegangan Maksimum pada Belt**

Tegangan maksimum pada *belt* dapat diketahui dengan menggunakan rumus :

$$\sigma_{max} = \sigma_0 + \frac{Fe}{2 \times A} + \frac{\gamma \cdot v^2}{10 \cdot g} + Eb \frac{h}{D_{min}}$$

Dimana :

$\sigma_{max}$  = Tegangan yang timbul pada *belt* ( $kgf/cm^2$ )

$\sigma_0$  = Tegangan awal pada *belt* ( $kgf/cm^2$ )

$\gamma$  = Berat jenis ( $kgf/dm^3$ )

$Eb$  = Modulus elastisitas bahan *belt* ( $kgf/cm^3$ )

$h$  = Tebal *belt* ( $cm$ )

$D_{min}$  = Diameter *pulley* terkecil ( $cm$ )

#### **2.4.1.9 Jumlah Putaran Belt Per Detik**

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

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

Dimana :

$v$  = Kecepatan keliling *belt* ( $m/s$ )

$L$  = Panjang *belt* ( $m$ )

#### 2.4.1.10 Umur *Belt*

Umur *belt* dapat diketahui menggunakan rumus :

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

Dimana :

$H$  = Umur *belt* (jam)

$N_{base}$  = Basis dari tegangan kelelahan yaitu  $10^7$  cycle

$U$  = Jumlah putaran *belt* per second ( $s^{-1}$ )

$Z$  = Jumlah *pulley*

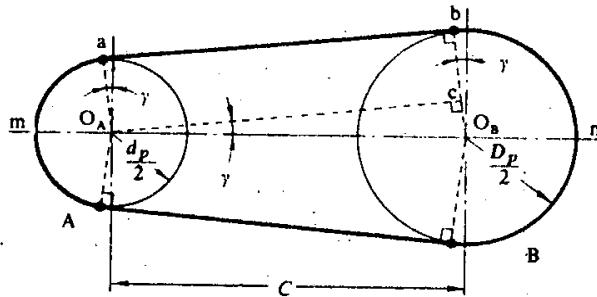
$\sigma_{fat}$  = Fatigue limit ( $90 \text{ kgf/cm}^2$  untuk V-*Belt*)

$\sigma_{max}$  = Tegangan yang timbul karena V-*Belt* ( $\text{kgf/cm}^2$ )

$m$  = Konstanta V-*Belt* = 8

#### 2.4.2 Menghitung Diameter *Pulley* yang Digerakkan

Dengan mengetahui putaran pada motor, putaran pada poros, dan perencanaan diameter *pulley* penggerak maka dapat ditentukan diameter *pulley* yang digerakkan dapat diketahui dengan persamaan berikut :



**Gambar 2.5. Transmisi Belt dan Pulley**

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

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

Dimana :

$i$  = Perbandingan reduksi

$n_1$  = Putaran pulley penggerak (rpm)

$n_2$  = Putaran pulley yang digerakkan (rpm)

$D_p$  = Diameter pulley yang digerakkan (mm)

$d_p$  = Diameter pulley penggerak (mm)

## 2.5 Poros dan Pasak

### 2.5.1 Poros

Poros merupakan salah satu bagian yang terpenting dari setiap mesin. Hampir setiap mesin meneruskan tenaga bersama-sama dengan putaran. Peran utama seperti itu

dipegang oleh poros. Poros untuk meneruskan daya diklasifikasikan menurut pembebanannya sebagai berikut:  
*(Sumber : Sularso, 2004 Halaman 1)*

### 1. Poros Transmisi ( line shaft )

Poros macam ini mendapat beban puntir murni atau punting dan lentur. daya ditransmisikan kepada poros melalui kopling, roda gigi, belt, sproket atau rantai,dll.

### 2. Spindel

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

### 3. Gandar

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

#### **2.5.1.1 Hal-Hal Penting dalam Perencanaan**

Untuk merencanakan sebuah poros, hal-hal berikut ini perlu diperhatikan :

*(Sumber : Sularso, 2004 Halaman 1)*

### 1. Kekuatan poros

Suatu poros transmisi dapat mengalami beban puntir atau lentur atau gabungan antara puntir dan lentur seperti telah diutarakan di atas. Juga ada poros yang

mendapat beban tarik atau tekan seperti poros baling-baling kapal atau turbin, dll.

Kelelahan, tumbukan atau pengaruh konsentrasi tegangan bila diameter poros diperkecil (poros bertangga) atau bila poros mempunyai alur pasak, harus diperhatikan. Sebuah poros harus direncanakan hingga cukup kuat untuk menahan beban-beban diatas.

## 2. Kekakuan poros

Meskipun sebuah poros mempunyai kekuatan yang cukup tetapi jika lenturan puntirannya terlalu besar akan mengakibatkan ketidak-telitian (pada mesin perkakas) atau getaran dan suara (misalnya pada turbin dan kotak roda gigi).

Karena itu, disamping kekuatan poros, kekakuannya juga diperhatikan dan disesuaikan dengan macam mesin yang akan dilayani poros tersebut.

## 3. Putaran kritis.

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

## 4. Korosi

Bahan – bahan anti korosi harus dipilih untuk propeller dan pompa bila terjadi kontak dengan media yang

korosif. Demikian pula untuk poros yang terjadi kavitas pada poros mesin yang berhenti lama.

### 2.5.1.2 Bidang Horizontal Dan Vertikal

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

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

### 2.5.1.3 Momen Torsi

Untuk mencari besar momen puntir pada poros dapat ditentukan menggunakan rumus:

(Sumber : Sularso, 2004 Halaman 7)

$$T = 9,74 \times 10^5 \frac{P_d}{n_2}$$

(2.8)

Dimana :

T = Momen puntir (kgf.mm)

P<sub>d</sub> = Daya rencana (kW)

### 2.5.1.4 Momen Gabungan

Untuk mencari momen resultan pada poros dapat menggunakan rumus sebagai berikut :

(Sumber : deustchmant, 1975 Halaman 338)

$$M = \sqrt{(M_H)^2 + (M_V)^2} \quad \dots \quad (2.8)$$

Dimana :

M = Momen bending gabungan ; kgf.mm

$M_H$  = Momen bidang horizontal ; kgf.mm

$M_V$  = Momen bidang vertikal ; kgf.mm

### 2.5.1.5 Diameter Poros

Ada suatu cara perhitungan yang populer dimana dicari lebih dahulu momen puntir ekuivalen yang dihitung menurut teori tegangan geser maksimum, dan momen lentur yang diperoleh dengan teori tegangan normal maksimum ( $\tau_{max}$ ). (Sumber : Sularso, 2004 Halaman 8)

Maka dengan menggunakan teori tegangan geser maksimum dan penggabungan momen dan torsi, didapatkan pertambahan rumus:

(Sumber : deustchmant, 1975 Halaman 338)

$$\tau_{max} = \frac{0,5 \text{ Syp}}{SF} = \frac{16}{\pi \cdot D^2} \sqrt{M^2 + T^2}$$

Untuk mencari diameter poros dapat diuraikan menjadi:

$$D_p = \sqrt[3]{\frac{16N}{0,5s_{yp}\pi} \sqrt{M^2 + T^2}} \quad \dots \quad (2.9)$$

Dimana:

$\tau_{max}$  = tegangan geser maksimum ; psi

D = diameter poros ; mm

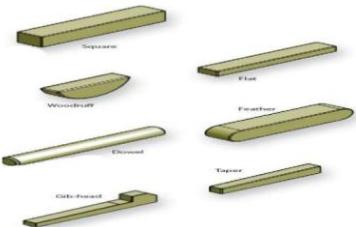
$S_{yp}$  = kekuatan tarik ; psi

N = faktor keamanan

### 2.5.2 Klasifikasi Pasak

Menurut bentuk dasarnya pasak dapat dibedakan menjadi:

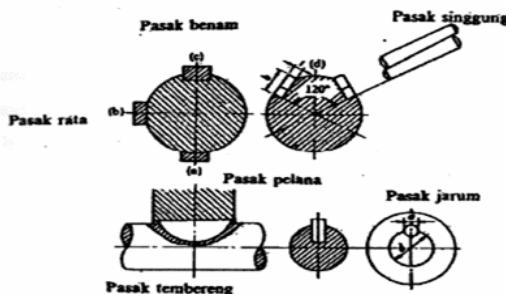
1. Pasak datar (*Square key*).
  - 2.
  3. Pasak Tirus (*Tapered key*).
  4. Pasak setengah silinder (*Wood ruff key*).



**Gambar 2.6.** Bentuk-bentuk pasak

Menurut arah gaya yang terjadi pasak digolongkan menjadi :

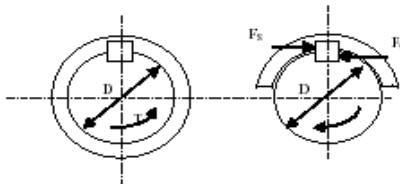
1. Pasak memanjang  
Pasak yang menerima gaya sepanjang penampang pasak secara merata. Pasak ini digolongkan menjadi pasak baji, pasak kepala, pasak benam dan pasak tembereng.
  2. Pasak melintang (pen)  
Pasak yang menerima gaya melintang pada penampang pen. Pen ini dibagi dua yaitu pen berbentuk pipih dan pen berbentuk silindris.



**Gambar 2.7. Macam-macam pasak**

Pada perencanaan mesin penghancur dan penepung jagung ini ini dipakai tipe pasak datar segi empat karena dapat meneruskan momen yang besar. Pasak ini mempunyai dimensi lebar (W) dan panjang (L).

Perlu diperhatikan bahwa lebar pasak sebaiknya antara 25 - 35% dari diameter poros, dan panjang pasak jangan terlalu panjang dibandingkan dengan diameter poros (antara 0,75 sampai 1,5D). Karena lebar dan tinggi pasak sudah distandardkan.



**Gambar 2.8. Gaya yang terjadi pada pasak**

Keterangan :

$h$  = Tinggi pasak (mm)

$b$  = Lebar pasak (mm)

$L$  = Panjang pasak (mm)

$F_s$  = Gaya geser ( $\text{kgf}/\text{mm}^2$ )

$F_c$  = Gaya Kompresi ( $\text{kgf}/\text{mm}^2$ )

### 2.5.2.1 Tinjauan Terhadap Geser

Besarnya gaya  $F$  adalah :

$$T = F \times \frac{D}{2}$$

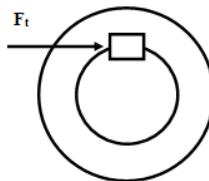
Dimana :

$F$  = Gaya pada pasak (kgf)

$D_p$  = Diameter poros (mm)

$T$  = Torsi yang ditransmisikan (kgf.mm)

Pada pasak gaya  $F$  akan menimbulkan tegangan geser



**Gambar 2.9.** Gaya geser pada pasak

$$\tau_s = \frac{F}{A} = \frac{2T_1}{W \cdot L \cdot D_p}$$

Dimana :

$\tau_s$  = Tegangan geser ( $\text{kg}/\text{mm}^2$ )

$W$  = Lebar pasak (mm)

$L$  = Panjang pasak (mm)

$D_p$  = Diameter poros (mm)

$T$  = Torsi ( $\text{kg} \cdot \text{mm}$ )

Panjang pasak pada tegangan geser :

$$\frac{2T_1}{W \cdot L \cdot D_p} \leq \frac{S_{syp}}{f_k}$$

$$\rightarrow L \geq \frac{2T_1 \cdot f_k}{W \cdot D_p \cdot S_{syp}}$$

Dimana :

$W$  = Sisi pasak (mm)

$D_p$  = Diameter poros (mm)

$T_1$  = Torsi ( $\text{kg} \cdot \text{mm}$ )

$f_k$  = Faktor keamanan

### 2.5.2.2 Tinjauan Terhadap Kompresi

Pada pasak akan menimbulkan tegangan kompresi :

$$\sigma_c = \frac{F}{A_c} = \frac{2T_1}{D_p \cdot 0,5W \cdot L} = \frac{4T_1}{D_p \cdot W \cdot L}$$

Dimana :

$\sigma_c$  = Tegangan kompresi ( $\text{kg/mm}^2$ )

W = Lebar pasak (mm)

L = Panjang pasak (mm)

D<sub>p</sub> = Diameter poros (mm)

T<sub>1</sub> = Torsi (kg.mm)

Panjang pasak pada tegangan kompresi :

$$\frac{4T_1}{W \cdot L \cdot D_p} \leq \frac{S_{syp}}{f_k}$$
$$\rightarrow L \geq \frac{4T_{poros} \cdot f_k}{W \cdot D_p \cdot S_{syp}}$$

Dimana :

W = Sisi pasak (mm)

D<sub>p</sub> = Diameter poros (mm)

T<sub>1</sub> = Torsi (kg.mm)

$f_k$  = Faktor keamanan

## 2.6 Perencanaan Bantalan

Bantalan atau yang sering disebut Bearing adalah elemen mesin yang menumpu poros berbeban, sehingga putaran atau gerakan bolak-baliknya dapat berlangsung secara halus, aman dan panjang umur. Jika bantalan tidak

berfungsi dengan baik, maka prestasi seluruh sistem akan menurun atau tidak dapat bekerja seperti semestinya.

(Sumber : Sularso, 2004 Halaman103)

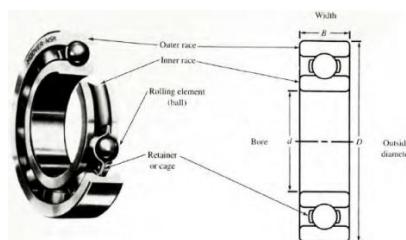
Bantalan dapat diklasifikasikan atas dasar gerakan bantalan terhadap poros yaitu:

### 1. Bantalan luncur

Pada bantalan ini terjadi gesekan luncur antara poros dan bantalan karena permukaan poros yang berputar dan bersentuhan langsung dengan bearing yang diam. Lapisan pelumas sangat diperlukan untuk memperkecil gaya gesek dan temperatur yang timbul akibat gesekan tersebut.

### 2. Bantalan gelinding

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



Gambar 2.10 Ball Bearing

## 2.6.1 Gesekan Pada Bantalan

Gesekan bantalan sangat dipengaruhi seperti *slip* oleh koeffisien gesek antar roll. Berdasarkan akumulasi data uji, rata-rata koefisien gesekan untuk beberapa jenis bantalan yang diukur pada permukaan poros. Penting untuk diketahui untuk ditekanankan bahwa nilai untuk koefisien gesek diberikan dalam tabel memerlukan modifikasi jika terjadi perubahan suhu, beban, kecepatan, dan pelumasan yang nyata dari kisaran operasi normal pada faktor ini.

(Sumber : Deutschmen, 1975 Halaman 482)

Tabel 2.1 Harga rata-rata koefisien gesek pada bearing

No	Tipe Bearing	Start		Berjalan	
		Radial	Aksial	Radial	Aksial
1	Ball Bearing	0,0025	0,0060	0,0015	0,0040
2	Spherical Roller Bearing	0,0030	0,1200	0,0018	0,0080
3	Cylindrical Roller Bearing	0,0020	---	0,0011	---

## 2.6.2 Beban Ekivalen

Sesuai dengan definisi dari AFBMA yang dimaksud dengan Beban equivalent adalah beban radial yang konstan dan bekerja pada bantalan dengan ring

dalam berputar sedangkan ring luar tetap. Ini akan memberikan umur yang sama seperti pada bantalan bekerja dengan kondisi nyata untuk beban dan putaran yang sama. Untuk menghitung beban equivalent menggunakan rumus :

(Sumber : Deutchman, 1975 : 485 dan 486)

$$P = F_s(X \cdot V \cdot F_R + Y F_a) \quad (2.12)$$

Dimana :

P= beban equifalen ; lb

$F_s$  = Faktor pelayanan

$F_a$  = beban aksial ; lb

$F_r$  = beban radial ; lb

**X** = konstanta beban radial

**V** = faktor beban radial

ring dalam yang berputar  $V = 1$

ring luar yang berputar  $V = 1,2$

**Y** = konstanta beban aksial

**Tabel 2.2** Ball Bearing Service Factors

Type Of Service	Multiplay Calculated Load	
	Ball Bearing	Roller Bearing
Uniform and study	1,0	1,0

load	1,5	1,0
Light shock load	2,0	1,3
Moderate shock load	2,5	1,7
Heavy shock load	3,0	2,0
Extreme and interminate shock load		

(Sumber : Deutchman, 1975 : 489)

### 2.6.3 Umur Bantalan

Peringkat beban dasar (umur bantalan) untuk bantalan berbeda yang dilambang dengan C yang tercantum pada lampiran. Nilai C bergantung pada faktor yang sama untuk menentukan  $C_0$  kecuali parameter tambahan mengenai geometri pemutuan. Untuk menghitung umur bantalan dapat menggunakan rumus: .

(Sumber : Deutdschman, 1975 : 485)

$$L_{10} = \frac{10^6}{60n} \left( \frac{C}{P} \right)^b \quad \dots \dots \dots \quad (2.13)$$

Dimana :

$L_{10}$  = umur bantalan dalam jutaan revolusi pada 10% kegagalan; jam kerja

C = diperoleh dari tabel bantalan sesuai dengan diameter dalam bantalan yang diketahui ; lb

P = beban equivalent ; lb

b = 3, untuk bantalan dengan bola

= 10/3 untuk Bantalan Rol

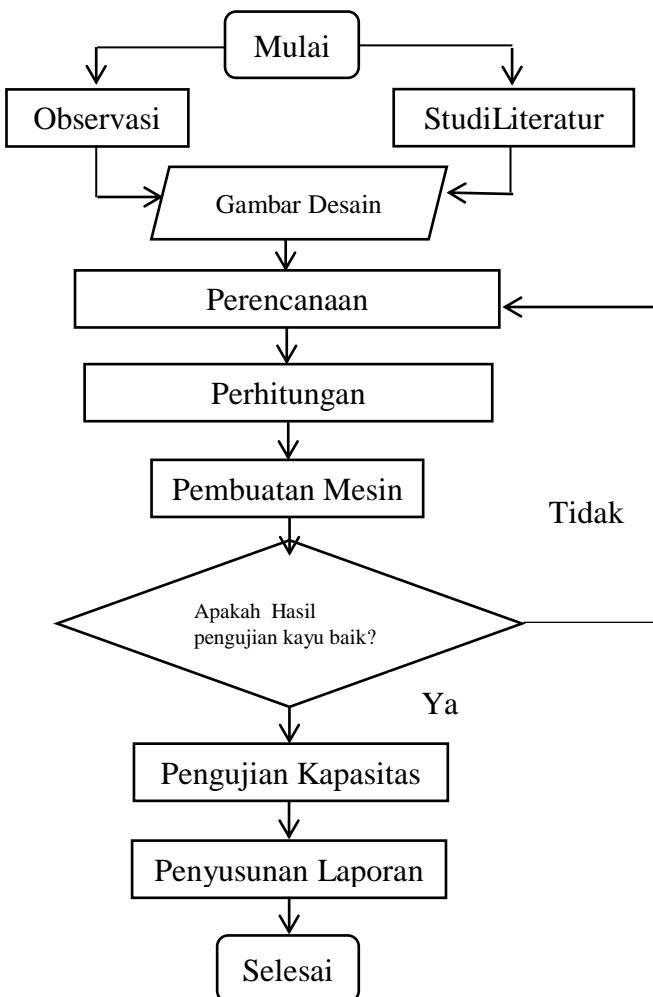
n = putaran poros ; rpm

*Halaman ini sengaja dikosongkan.*

### BAB III METODOLOGI

#### 3.1 Diagram Alir

Proses pembuatan dan penyelesaian Tugas Akhir ini digambarkan dalam diagram alir atau *flow chart* di bawah ini



Gambar 3.1 Diagram Alir Metodologi

### **3.2 Tahapan Proses Pembuatan**

Proses dalam menyelesaikan Tugas Akhir ini melalui beberapa tahap sebagai berikut:

#### **1. Observasi**

Observasi atau studi lapangan ini dilakukan dengan survei langsung ke PT. Halus Saja Salah satu produsen furnitur kayu jati berada di Gedangan Sidoarjo.. Dari hasil observasi didapatkan permasalahan pada proses produksi furniture kayu jati yang memakan waktu cukup lama karna masih menggunakan cara manual dengan menggunakan gerinda tangan yang mata gerinda nya berbahan Abrasive Nillon.

#### **2. Studi Literatur**

Melakukan studi pustaka melalui internet, buku/*text book*, diktat yang mengacu pada referensi, dan tugas akhir yang berkaitan. Proses perencanaan menggunakan data-data untuk mengetahui prinsip mekanisme alat dengan permasalahan perencanaan. Dengan tujuan untuk mengetahui kelebihan dan kekurangan mesin-mesin terdahulu sebagai bahan referensi perencangan mesin yang lebih baik dan mudah dioperasikan. Selain itu untuk mengetahui literatur yang sesuai dalam perhitungan dan perencanaan komponen yang digunakan dalam pembuatan mesin penyikat serat kayu jati.

#### **3. Gambar Desain**

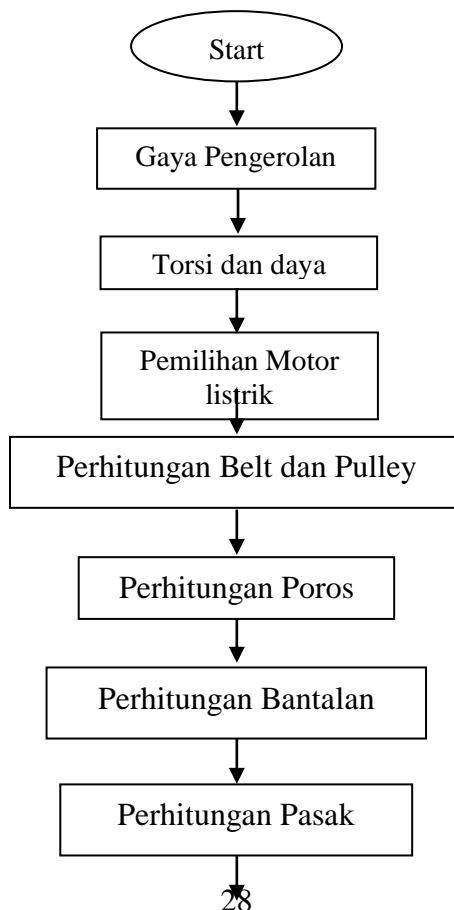
Dari observasi dan studi literatur didapatkan data dan permasalahan. Maka merencanakan gambar desain mesin yang

dibuat yaitu mesin penyikat serat kayu jati dengan mendapat sket sistem penggerolan.

#### 4. Perencanaan

Dari gambar desain yang telah dibuat, maka dilakukan perencanaan meliputi bahan dan dimensi mesin. Pada proses ini akan lebih mengurangi waktu dan tenaga pada saat produksi furnitur.

#### 5. Perhitungan





**Gambar 3.2** Diagram Alir Perhitungan

Setelah perencanaan dibuat, maka dilakukan perhitungan untuk mendapatkan kesesuaian dari dimensi yang telah ditentukan dengan gambar 3D mesin yang telah dibuat. Perhitungan yang dilakukan untuk mendapatkan:

- a) Gaya untuk menyerat kayu pada proses penggerolan agar didapatkan daya motor yang sesuai.
- b) Perencanaan elemen mesin seperti Belt dan Pulley, poros, pasak, dan bearing yang sesuai dengan perhitungan perencanaan.

## 6. Pembuatan Mesin

Dari *design* dan perhitungan, dapat diketahui dimensi mesin beserta dimensi komponen-komponen yang ada. Proses pembuatan dilakukan secara berurutan dari melihat design, pembuatan rangka hingga pemasangan komponen-komponen yang dibutuhkan sesuai dengan design yang dibuat.

## 7. Pengujian mesin

Setelah alat selesai dibuat maka dilakukan pengujian dengan mengoperasikan alat tersebut. Dalam pengujian ini nantinya akan dilihat apakah mesin sudah beroperasi secara baik, serta akan dibandingkan hasil dari benda yang dihasilkan oleh proses penyeratan manual dengan alat yang dirancang saat ini. Jika hasil

penyeratan memiliki permukaan yang memiliki serat yang bagus dan tidak mengurangi dimensi kayu sehingga hasil dapat dijadikan produk furniture.



**Gambar 3.3** Gambar kayu jati untuk furnitur

## 8. Analisa hasil

Dari analisa hasil pengujian didapatkan data-data yang nantinya digunakan sebagai pembuatan dan penyusunan laporan.

## 9. Penyusunan Laporan

Penyusunan laporan merupakan proses akhir dalam penggerjaan tugas akhir ini. Dalam penyusunan laporan dilampirkan mengenai proses perencanaan sampai pada hasil yang dicapai.

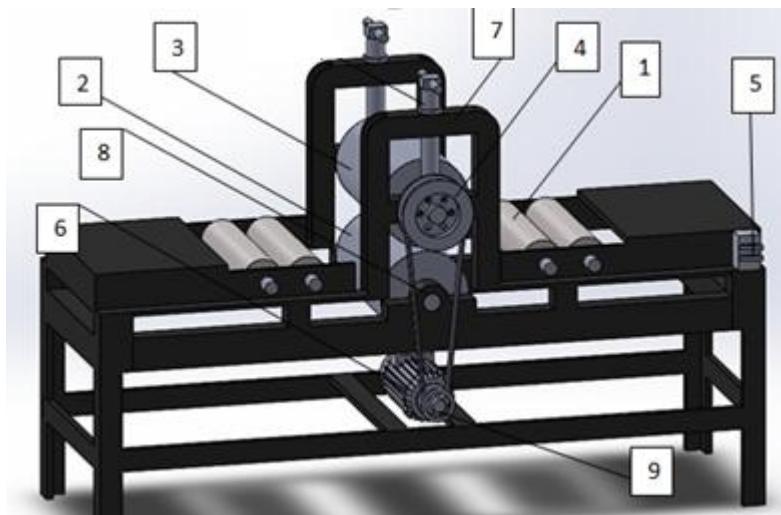
### **3.3 Prosedur Pengoperasian Mesin**

Proses pemotong kertas dilakukan dengan langkah-langkah sebagai berikut:

1. Tekan tombol on/hijau untuk menyalakan mesin.
2. Letakkan letakan kayu jati lalu dorong masuk ke Roll.
3. Ulangi dari langkah 2 sesuai kebutuhan.
4. Tekan tombol off/merah untuk mematikan mesin.
5. Selesai.

### 3.4 Desain Mesin

Sket mesin yang diperoleh pada proses konsep direalisasikan pada pembuatan design dibawah ini.



Gambar 3.3 Gambar 3D Mesin

Keterangan :

1. *Roller Conveyor*
2. *Moving Roll*
3. *Roll Sikat*

4. Pillow Bearing
5. Tombol On Off
6. Motor AC 1/2HP
7. Dudukan Rol
8. Belt dan Pulley
9. Pasak

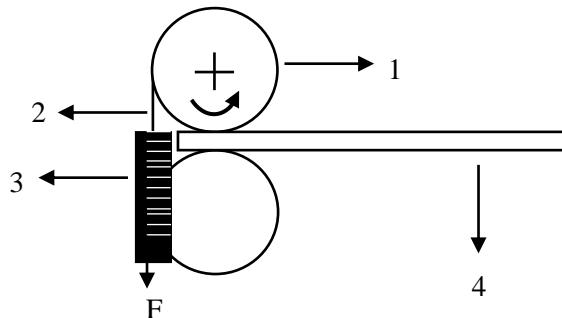
## BAB IV

### PERHITUNGAN DAN PEMBAHASAN

Pada bab ini akan dibahas mengenai perhitungan dan perencanaan pembuatan alat, mulai dari perhitungan elemen-elemen mesin sampai dengan kapasitas mesin.

#### 4.1 Perhitungan Besar Gaya Pengerolan

Untuk mencari Besar Gaya Pengerolan, dilakukan percobaan awal untuk mengetahui besar gaya dan memperoleh daya motor yang dibutuhkan untuk proses pengerolan. Percobaan dilakukan dengan cara seperti pada gambar berikut:



**Gambar 4.1** Sket Untuk Mengetahui Gaya Pengerolan.

Keterangan :

1. pulley dan roll
2. tali
3. neraca pegas
4. kayu

Cara Percobaan :

Kayu Jati diletakkan pada Roll brush , kayu jati diselipkan diantara kedua rol. Sementara itu untuk menggerakkan rol, dilakuakan penarikan pada pulley hingga rol berputar. Hasil dari pengujian gaya mekanis didapatkan data pengujian pada tabel 4.1

**Tabel 4.1** Pengujian Gaya

Percobaan	Gaya (kgf)
1	1,5
2	1,7
3	1,8
4	1,6
5	1,8

#### 4.2 Perhitungan Daya

Gaya yang diperoleh dari tiga kali percobaan pengerolan :

$$F_3 = 1,8 \text{ kgf}$$

Maka gaya yang digunakan adalah gaya maksimal dari hasil percobaan. Besar torsi dapat dihitung dari rumus dibawah ini :

$$T = F_{\max} \cdot r$$

$$T = 1,8 \text{ kgf} \cdot 62,5 \text{ mm}$$

$$T = 112,5 \text{ kgf.mm}$$

Daya yang dibutuhkan untuk menyerat :

$$T = 716200 \frac{P}{n}$$

$$P = \frac{T \cdot n}{716200}$$

$$P = \frac{112,5 \text{ kgf.cm .} 1330 \text{ rpm}}{716200}$$

$$P = \frac{149625}{716200} \text{ Hp}$$

$$P = 0,21 \text{ Hp}$$

Pada Mesin ini, daya motor yang dipakai adalah 0,5 Hp dengan 1330 rpm (Lampiran 14)

### **4.3. Perencanaan Belt dan Pulley**

Dalam perencanaan Belt dan pulley dapat dilakukan menggunakan cara sebagai berikut :

#### **4.3.1 Daya Perencanaan**

$$Pd = fc \cdot P$$

Diketahui  $fc = 1,2-1,5$

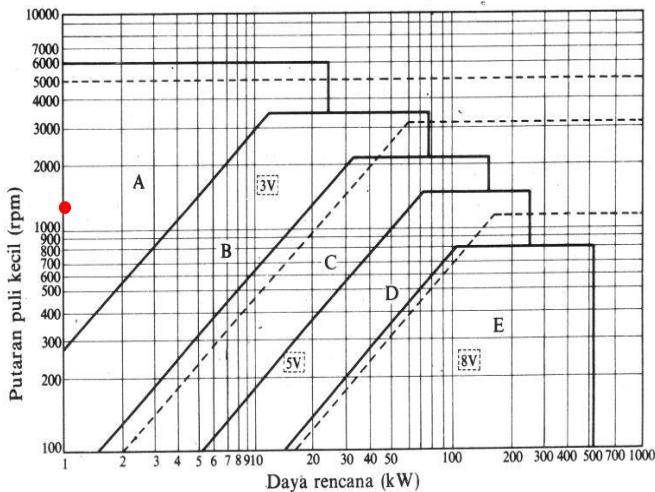
$$Pd = fc \cdot P$$

$$= 1,5 \cdot 0,21 \text{ HP}$$

$$= 0,315 \text{ HP}$$

#### **4.3.2. Pemilihan Type Belt**

Sebelum menghitung perencanaan belt yang menggunakan 1 belt maka ditentukan dahulu type belt yang dianjurkan. Pemilihan type ini belt dapat diketahui dari daya perencanaan dan banyaknya putaran yang terjadi pada pulley terkecil. Diketahui bahwa :  $Pd = 0,315 \text{ HP}$  ,  $n = 1330 \text{ rpm}$



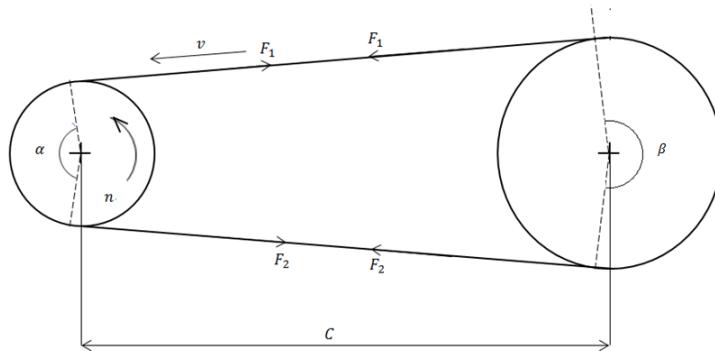
**Gambar 4.2. Pemilihan Tipe Belt**

Berdasarkan diagram di atas maka diperoleh : Type belt yang dianjurkan adalah Type A No. 70

Lebar (b) = 13 mm

Tinggi (h) = 8 mm

Luas (A) =  $0,81 \text{ cm}^2$



### **Gambar 4.3. Skema system trasmisi belt dan pulley**

#### **4.3.3. Kecepatan Keliling Pulley**

Kecepatan pulley dapat dilihat pada skema system transmisi belt dan pulley pada Gambar 4.4, dan dapat dihitung dengan rumus dibawah ini:

$$\text{Rumus : } v = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n}{60 \cdot 1000}$$

Dimana :

n = Putaran motor

d<sub>1</sub> = Diameter pulley kecil

$$\begin{aligned}v &= \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n}{60 \cdot 1000} \\&= \frac{3,14 \cdot 80 \text{ mm} \cdot 1330 \text{ rpm}}{60 \cdot 1000} \\&= 5,57 \text{ m/s}\end{aligned}$$

#### **4.3.4. Gaya Keliling Belt**

Gaya keliling belt dapat dicari dengan menggunakan rumus sebagai berikut :

$$F = \beta \cdot F_{\text{rated}}$$

Dimana :  $\beta = 34 - 40$  (Untuk tipe belt A)

$$P = 0,315 \text{ HP} = 0,22 \text{ KW}$$

$$F_{\text{rated}} = \frac{102 \cdot p}{v_b} = \frac{102 \cdot 0,22 \text{ kw}}{5,57 \text{ m/s}} = 4,03 \text{ kgf}$$

$$F = \beta \cdot F_{\text{rated}}$$

$$= 34 \cdot 4,03 \text{ kgf}$$

$$= 137,02 \text{ kgf}$$

#### **4.3.5. Tegangan Belt**

Tegangan belt dapat diketahui dengan rumus:

$$\sigma_b = 2 \cdot \varphi_0 \cdot \sigma_0$$

Diketahui :

$$\text{Untuk V-belt : } \sigma_0 = 12 \text{ kgf/cm}^2$$

$$\text{Untuk V-belt : } \varphi_0 = 0,7 - 0,9$$

$$\begin{aligned}\sigma_b &= 2 \cdot \varphi \cdot \sigma_0 \\ &= 2 \cdot 0,9 \cdot 12 \text{ Kgf/cm}^2 \\ &= 21,16 \text{ Kgf/cm}^2\end{aligned}$$

#### **4.3.6. Jarak Sumbu Poros Pulley dengan Pulley Perencanaan**

Jarak sumbu poros pulley perencanaan dapat dihitung menggunakan rumus sebagai berikut:

$$D_p < C < 3(D_p + d_p)$$

Diketahui :

$$\text{Diameter pulley kecil (d}_1\text{)} = 80 \text{ mm}$$

Diameter pulley besar ( $d_2$ ) = 125 mm

$$D_p < C < 3(D_p + d_p)$$

$$125 \text{ mm} < C < 3(125 \text{ mm} + 80\text{mm})$$

$$125 \text{ mm} < C < 615 \text{ mm}$$

Maka dipilih  $C = 475 \text{ mm}$  (jarak sumbu)

#### 4.3.7. Panjang Belt

Untuk menghitung panjang perencanaan belt yang akan dipakai digunakan rumus :

$$L = 2 \cdot C + \frac{\pi}{2}(D_p + d_p) + \frac{(D_p - d_p)^2}{4 \cdot C}$$

$$L = 2 \cdot 475 \text{ mm} + \frac{\pi}{2} (125 + 80) \text{ mm} + \frac{(125 - 80)\text{mm}^2}{4 \cdot 475 \text{ mm}}$$

$$L = 950 \text{ mm} + 322,01 \text{ mm} + 1,06 \text{ mm}$$

$$L = 1273,07 \text{ mm}$$

Dalam Mesin Penyerat Kayu Jati Belt yang digunakan Tipe A-70 dengan  $L = 1250 \text{ mm}$  (Lampiran 3)

#### 4.3.8. Pengecekan Jarak Sumbu Poros

Untuk pengecekan jarak sumbu poros yang akan dipakai, maka digunakan rumus :

$$B = 2 \cdot L - 3,14(D_p + d_p)$$

$$C = \frac{B + \sqrt{B^2 - 8(D_p - d_p)^2}}{8}$$

Dimana,

$$B = 2.L - 3,14 (D_p + d_p)$$

$$B = 2.1273,07 \text{ mm} - 3,14 (125 \text{ mm} + 85 \text{ mm})$$

$$B = 2546,14 \text{ mm} - 643,7 \text{ mm}$$

$$B = 1902,44 \text{ mm}$$

Maka akan didapatkan jarak antara poros pada pulley yang akan dipakai :

$$\begin{aligned} C &= \frac{B + \sqrt{B^2 - 8(D_p - d_p)^2}}{8} \\ &= \frac{1902,44 \text{ mm} + \sqrt{(1902,44 \text{ mm})^2 - 8(125-80)\text{mm}^2}}{8} \\ &= \frac{1902,44 \text{ mm} + \sqrt{3619277,95 - 16200}}{8} \\ &= 475,07 \text{ mm} \end{aligned}$$

#### 4.3.9. Gaya Efektif Belt

Untuk mengetahui gaya efektif belt digunakan rumus sebagai berikut :

Diketahui :

$$\mu = 0,3$$

$$\theta = 3,05 \text{ rad}$$

Maka,

$$Fe = F_1 - F_2$$

$$F_1/F_2 = e^{\mu' \theta}$$

$$F_1/F_2 = e^{0,3,3,05}$$

$$F_1 = 2,5 F_2$$

$$Fe = F$$

$$\bullet Fe = F_1 - F_2$$

$$1,8 \text{ Kgf} = 2,5 F_2 - F_2$$

$$1,8 \text{ Kgf} = 1,5 F_2$$

$$F_2 = \frac{1,8 \text{ Kgf}}{1,5}$$

$$F_2 = 1,2 \text{ Kgf} = 11,76 \text{ N} \quad (1 \text{ kgf} = 9,8067 \text{ N})$$

$$F_1 = 2,5 F_2$$

$$= 2,5 \cdot 1,2 \text{ Kgf} \quad \rightarrow$$

$$= 3 \text{ Kgf} = 29,42 \text{ N} \quad (1 \text{ kgf} = 9,8067 \text{ N})$$

#### 4.3.10. Tegangan Maksimum pada Belt

Untuk menghitung tegangan maksimum pada belt dapat menggunakan rumus:

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

Diketahui :

$$h = 8 \text{ mm}$$

$$\gamma = 1,4 \text{ Kgf/dm}^3$$

$$Eb = 300 \text{ Kgf/cm}^2$$

$$\sigma_0 = 12 \text{ Kgf/cm}^2$$

$$F = 1,8 \text{ Kgf}$$

$$A = 0,81 \text{ cm}^2$$

$$v_b = 5,57 \text{ m/s}$$

$$g = 9,81 \text{ m/s}^2$$

$$D_{\min} = 80 \text{ mm}$$

Maka,

$$\begin{aligned}\sigma_{max} &= \sigma_0 + \frac{F}{2 \cdot A} + Eb \frac{h}{D_{min}} \\&= 12 \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2} + \frac{1,8 \text{ Kgf}}{2 \cdot 0,81 \text{ cm}^2} + \frac{1,4 \frac{\text{Kgf}}{\text{dm}^3} (5,57 \text{ m/s})^2}{10 \cdot 9,81 \text{ m/s}^2} \\&\quad + 300 \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2} \cdot \frac{8 \text{ mm}}{80 \text{ mm}} \\&= 12 \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2} + 1,11 \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2} + 0,04 \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2} + 30 \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2} \\&= 43,15 \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2}\end{aligned}$$

#### 4.3.11. Umur Belt

Umur belt dapat diketahui dengan rumus :

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

Diketahui :

$$N_{base} = 10^7 \text{ cycle}$$

$$u = 4,38 \text{ s}^{-1}$$

x = 2 (pulley yang berputar)

$$\sigma_{fat} = 90 \text{ Kgf/cm}^2 \text{ untuk V-Belt}$$

$$\sigma_{max} = 43,15 \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2}$$

$$m = 8 \text{ (v-belt) (Lampiran 4)}$$

maka;

$$\begin{aligned} H &= \frac{N_{base}}{3600 \cdot u \cdot x} \cdot \left[ \frac{\sigma_{fat}}{\sigma_{max}} \right]^m \\ &= \frac{10^7}{3600 \cdot 4,38 \text{ s}^{-1} \cdot 2} \cdot \left[ \frac{90 \text{ Kgf/cm}^2}{43,15 \text{ Kgf/cm}^2} \right]^8 \\ &= 110396,44 = 110396 \text{ jam} \end{aligned}$$

#### 4.3.12. Perhitungan Jumlah Belt

Jumlah belt dapat dihitung dengan menggunakan persamaan di bawah ini

Dimana :

Z = Jumlah belt (buah)

F<sub>e</sub> = Gaya efektif belt (N)

$\sigma_d$  = Tegangan dinamis belt

A = Luas penampang

$$\begin{aligned} \bullet \quad \sigma_{do} &= a - w \frac{h}{D} \\ &= 25 - 120 \frac{8 \text{ mm}}{80 \text{ mm}} \\ &= 25 - 12 \\ &= 13 \end{aligned}$$

- $$\begin{aligned}\sigma_d &= \sigma_{do} \cdot C_v \cdot C_\alpha \\ &= 13 \cdot 0,94 \cdot 1,0 \\ &= 12,22\end{aligned}$$

- $$\begin{aligned}\sigma_d &= \frac{F_e}{b \cdot h} \\ b &= \frac{F_e}{\sigma_d \cdot h} \\ b &= \frac{1,8 \text{ kgf}}{12,22 \cdot 8 \text{ mm}} \\ b &= \frac{17,644 \text{ N}}{12,22 \cdot 8 \text{ mm}}\end{aligned}$$

$$b = 0,18$$

- $$\begin{aligned}A &= b \cdot h \\ &= 0,18 \cdot 8 \\ &= 1,44\end{aligned}$$

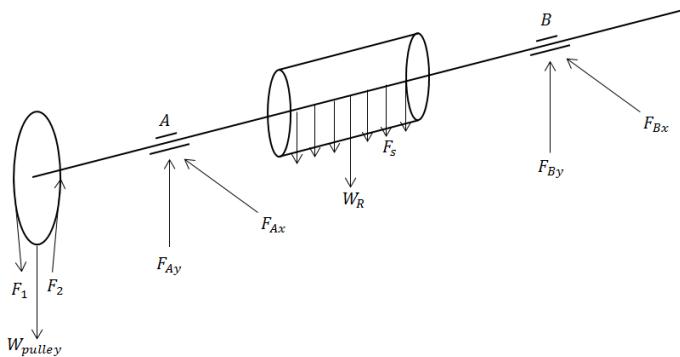
- $$\begin{aligned}Jumlah belt &= \frac{A}{A_{tabel}} \\ &= \frac{1,44}{0,81} \\ &= 1,7 \approx 1 \text{ buah}\end{aligned}$$

#### 4.4 Perencanaan Poros Moving roll

Pada perencanaan ini yang dicari adaah diameter poros yang sebelumnya sudah direncanakan bahan poros ST 42.Untuk mendapatkan diameter tersebut maka diakukan langkah-langkah sebagai berikut:

##### 4.4.1. Gambar Free Body Diagram (Diagram Benda Bebas)

Free Body Diagram



**Gambar 4.4** Free body diagram.

Dimana:

$F_1$  = Gaya yang menarik *belt*

$F_2$  = Gaya kendur pada *belt*

$F_{Ax}$  = Gaya yang terjadi pada titik A dengan arah horizontal

$F_{Ay}$  = Gaya yang terjadi pada titik A dengan arah vertikal

$F_{Bx}$  = Gaya yang terjadi pada titik B dengan arah horizontal

$F_{By}$  = Gaya yang terjadi pada titik B dengan arah vertikal

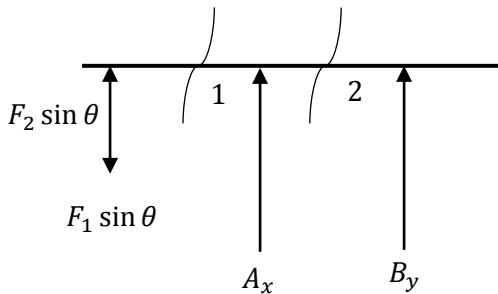
$W_R$  = Beban Rol

$F_s$  = Gaya Beban merata

#### 4.4.2 Menghitung Gaya Yang Bekerja Pada Poros

Gaya pada poros dapat dihitung dengan cara berikut :

#### **4.4.2.1 Gaya dan Momen Arah Horizontal**



**Gambar 4.5** Gaya dan Momen Arah Horizontal

$$\theta = 5^o$$

$$F_1 = 3 \text{ kgf} = 29,43 \text{ N}$$

$$F_2 = 1,2 \text{ kgf} = 11,76 \text{ N}$$

## Reaksi tumpuan :

$$\uparrow + \sum F_x = 0$$

$$-F_1 \cdot \sin \theta + F_2 \cdot \sin \theta + A_x + B_x = 0$$

$$-29,43 N \cdot \sin 5^\circ + 11,76 \cdot \sin 5^\circ A_x + B_x = 0$$

$$-2,56N + 1,02 + A_x + B_x = 0$$

$$\circlearrowleft + \sum M_B = 0$$

$$-A_x(x_2) = -F_1 \cdot \sin \theta (x_1 + x_2) + F_2 \sin \theta (x_1 + x_2)$$

$$-A_x(420) \text{ mm} = -29,43 N \cdot \sin 5^o (450) \text{ mm} +$$

$$11,76 \sin 5^{\circ} (450) \text{ mm}$$

$$-A_x(420) \text{ mm} = -1154,25 \text{ N.mm} + 459 \text{ N.mm}$$

$$A_x = \frac{1154,25 \text{ N.mm} - 459 \text{ N.mm}}{}$$

$$A = 1.64 N$$

usi parameter 1 dan 2 :

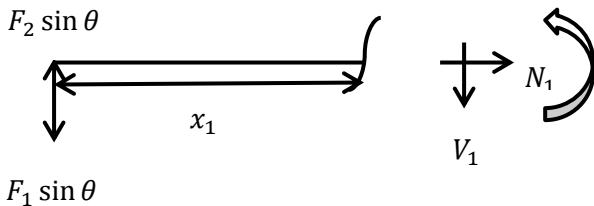
$$A_x + B_x = 1,54 \text{ N}$$

$$A_x = 1,64 \text{ N}$$

$$B_x = -0,10 \text{ N}$$

Momen bending di potongan 1-1

Potongan 1-1 ;  $0 \leq x_1 \leq 30 \text{ mm}$



$$F_1 \sin \theta$$

**Gambar 4.6** Potongan 1-1

$$\uparrow + \sum F_x = 0$$

$$-F_1 \cdot \sin \theta + F_2 \cdot \sin \theta - V_1 = 0$$

$$V_1 = -29,43 \cdot \sin 5^\circ + 11,76 \cdot \sin 5^\circ$$

$$V_1 = -2,56 \text{ N} + 1,02 \text{ N}$$

$$V_1 = -1,54 \text{ N}$$

$$\circlearrowleft + \sum M_B = 0$$

$$-F_1 \cdot \sin \theta \cdot (x_1) + F_2 \cdot \sin \theta \cdot (x_1) - M_{Pot.1} = 0$$

$$M_{Pot.1} = -F_1 \cdot \sin \theta \cdot (x_1) + F_2 \cdot \sin \theta \cdot (x_1)$$

$$M_{Pot.1} = -29,43 \text{ N} \cdot \sin 5^\circ \cdot (x_1) + 11,76 \text{ N} \cdot \sin 5^\circ \cdot (x_1)$$

$$M_{Pot.1} = -2,56 \text{ N} \cdot (x_1) + 1,02 \cdot (x_1)$$

$$M_{Pot.1} = -1,54 \text{ N} \cdot (x_1)$$

Jika,

$$x_1 = 0 \text{ mm} ; \text{ maka, } M_{Pot.1} = 0 \text{ N.mm}$$

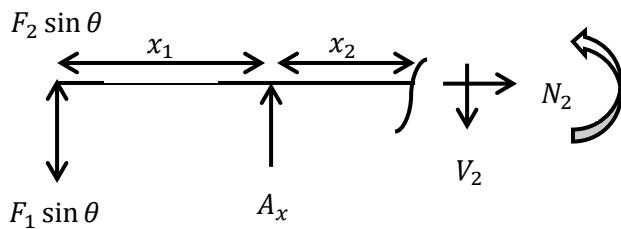
$$x_2 = 20 \text{ mm} ; \text{ maka, } M_{Pot.1} = -1,54 \text{ N.(20) mm}$$

$$= -30,8 \text{ N.mm}$$

$$\begin{aligned}x_3 &= 30 \text{ mm} ; \text{ maka, } M_{Pot.1} = -1,54 \text{ N.(30) mm} \\&= -46,2 \text{ N.mm}\end{aligned}$$

Momen bending di potongan 2-2

Potongan 2-2 ;  $0 \leq x_2 \leq 420 \text{ mm}$



**Gambar 4.7** potongan 2-2

$$\uparrow + \sum F_x = 0$$

$$V_2 = -F_1 \cdot \sin \theta + F_2 \cdot \sin \theta + A_x = 0$$

$$V_2 = -29,43 \text{ N} \cdot \sin 5^\circ + 11,76 \text{ N} \cdot \sin 5^\circ + 1,64 \text{ N}$$

$$V_2 = -2,56 \text{ N} + 1,02 \text{ N} + 1,64$$

$$V_2 = 0,10 \text{ N}$$

$$\circlearrowleft + \sum M_B = 0$$

$$\begin{aligned}M_{Pot.2} &= -F_1 \cdot \sin \theta (30 \text{ mm} + x_2) + F_2 \cdot \sin \theta (30 \text{ mm} + \\&x_2) + A_x(x_2)\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}M_{Pot.2} &= -2,56 \text{ N} \cdot (30 \text{ mm} + x_2) + 1,02 \text{ N} \cdot (30 \text{ mm} + \\&x_2) + 1,64 \text{ N} \cdot (x_2)\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}M_{Pot.2} &= -76,8 \text{ N.mm} + 30,6 - 2,56 x_2 + 1,02 x_2 + \\&1,64 x_2\end{aligned}$$

$$M_{Pot.2} = -46,2 \text{ N.mm} + 1,21 x_2$$

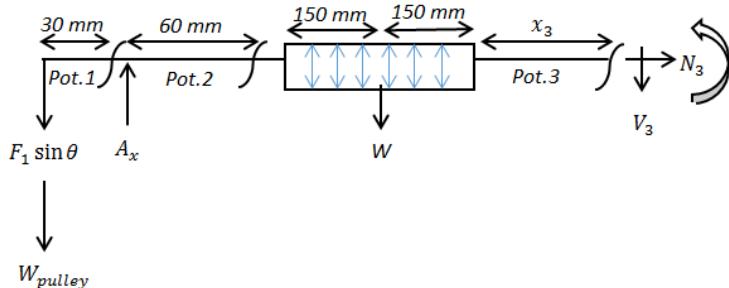
Jika,

$$x_2 = 0 \text{ mm} ; M_{Pot.2} = 0 \text{ N.mm}$$

$$\begin{aligned} x_2 &= 200 \text{ mm} ; M_{Pot.2} = -46,2 \text{ N.mm} + 1,21 (200) \text{ N.mm} \\ &= 195,8 \text{ N.mm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} x_2 &= 420 \text{ mm} ; M_{Pot.2} = -46,2 \text{ N.mm} + 1,21 (420) \text{ N.mm} \\ &= -46,2 \text{ N.mm} + 508,2 \text{ N.mm} \\ &= 462 \text{ N.mm} \end{aligned}$$

#### 4.4.2.2 Gaya dan Momen Arah Vertikal



**Gambar 4. 8** Gaya momen vertikal.

$$Wrol = 4 \text{ kg}$$

$$Wrol = 4 \text{ kg} \cdot 9,81 \text{ m/s}^2$$

$$Wrol = 39,24 \text{ N}$$

$$Wpulley = 0,5 \text{ kg}$$

$$Wpulley = 0,5 \text{ kg} \cdot 9,81 \text{ m/s}^2$$

$$Wpulley = 4,9 \text{ kg}$$

Reaksi tumpuan,

$$\uparrow + \sum F_y = 0$$

$$-B_y = -F_1 \cdot \cos \theta + F_2 \cdot \cos \theta - W_{pulley} - F_s + A_y - W_{rol}$$

$$-B_y = -29,43 N \cdot \cos 5^\circ + 11,76 N \cdot \cos 5^\circ - 4,9 N - 1,8 N +$$

$$A_y - 39,24 N$$

$$-B_y = -29,31 N + 11,71 N - 4,9 N - 1,8 N + A_y - 39,24 N$$

$$A_y + B_y = 29,31 N + 4,9 N + 1,8 N + 39,24 N - 11,71 N$$

$$A_y + B_y = 63,55 N$$

$$\circlearrowleft + \sum M_b = 0$$

$$A_y(420)mm = -F_1 \cos \theta(450)mm + F_2 \cdot \cos \theta (450)mm -$$

$$W_{pulley}(450)mm - F_s(210)mm + W_{rol}(210)mm$$

$$A_y(420)mm = 29,31 (450)N.mm - 11,71 (450)N.mm +$$

$$(4,9)N (450)mm + 1,8 N (210)N.mm + 39,24 N(210)mm$$

$$A_y(420)mm = 13189,5 N.mm - 5292N.mm + 2205 N.mm$$

$$+ 378 N.mm + 8240,4 N.mm$$

$$A_y(420)mm = 18720,5 N.mm$$

$$A_y = \frac{18720,5 N.mm}{420 mm}$$

$$A_y = 44,57 N$$

$$A_y + B_y = 63,55 N$$

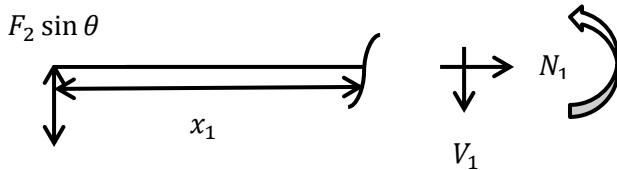
$$44,57 N + B_y = 63,55 N$$

$$B_y = 63,55 N - 44,57 N$$

$$B_y = 18,98 \text{ N}$$

Momen bending potongan 1-1

$$0 \leq x_1 \leq 30 \text{ mm}$$



$$F_1 \sin \theta$$

**Gambar 4.9** potongan 1-1

$$\uparrow + \sum F_y = 0$$

$$V_1 = -F_1 \cos \theta + F_2 \cos \theta - W_{pulley}$$

$$V_1 = -29,43 \text{ N} \cos 5^\circ + 11,76 \text{ N} \cos 5^\circ - 4,9 \text{ N}$$

$$V_1 = -22,5 \text{ N}$$

$$\circlearrowleft + \sum M_b = 0$$

$$M_{pot.1} = -F_1 \cos \theta(x_1) + F_2 \cos \theta(x_1) - W_{pulley}(x_1)$$

$$M_{pot.1} = -29,43 \text{ N}(x_1) + 11,71 \text{ N}(x_1) - 4,9 \text{ N}(x_1)$$

$$M_{pot.1} = -22,62 \text{ N}(x_1)$$

Jika,

$$x = 0 \text{ mm}, \text{ maka } M_{pot.1} = 0 \text{ N.mm}$$

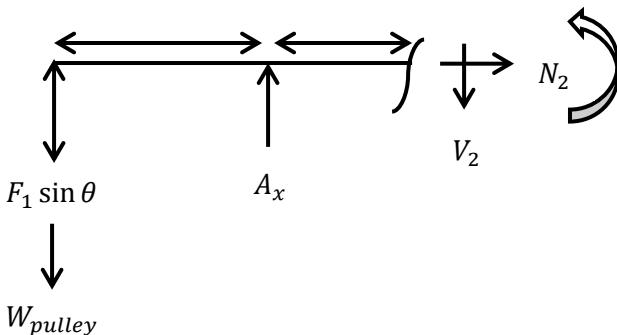
$$x = 10 \text{ mm}, \text{ maka } M_{pot.1} = -226,2 \text{ N.mm}$$

$$x = 30 \text{ mm}, \text{ maka } M_{pot.1} = -22,62 \text{ N.mm} \quad (30)$$

$$= -678,6 \text{ N.mm}$$

Momen bending potongan 2-2

$$0 \leq x_2 \leq 210 \text{ mm}$$



**Gambar 4.10** potongan 2-2

$$\uparrow + \sum F_y = 0$$

$$V_2 = -F_1 \cos \theta + F_2 \cos \theta - W_{pulley} + A_y$$

$$V_2 = -F_1 \cos \theta + F_2 \cos \theta - W_{pulley} + A_y$$

$$V_2 = -29,43 N \cos 5^\circ + 11,76 N \cos 5^\circ - 4,9 N + 44,57 N$$

$$V_2 = -29,31 N + 11,71 - 4,9 N + 44,57 N$$

$$V_2 = -22,07 N$$

$$\circlearrowleft + \sum M_b = 0$$

$$M_{pot.2} = -F_1 \cos \theta (x_1 + x_2) + F_2 \cos \theta (x_1 + x_2) - W_p (x_1 + x_2) + A_y (x_2)$$

$$M_{pot.2} = -F_1 \cos \theta (x_1 + x_2) + F_2 \cos \theta (x_1 + x_2) - W_p (x_1 + x_2) + A_y (x_2)$$

$$M_{pot.2} = -29,31 N (30mm + x_2) + 11,71 N (30mm + x_2) - 4,9 N (30mm + x_2) + 44,57 (x_2)$$

$$M_{pot.2} = -879,3 N.mm - 29,31 N (x_2) + 351,3 N.mm + 11,71 N (x_2) - 147 N.mm - 4,9 N (x_2) + 44,57 N (x_2)$$

$$M_{pot.2} = -675 \text{ N.mm} + 22,07 \text{ N (}x_2\text{)}$$

Jika,

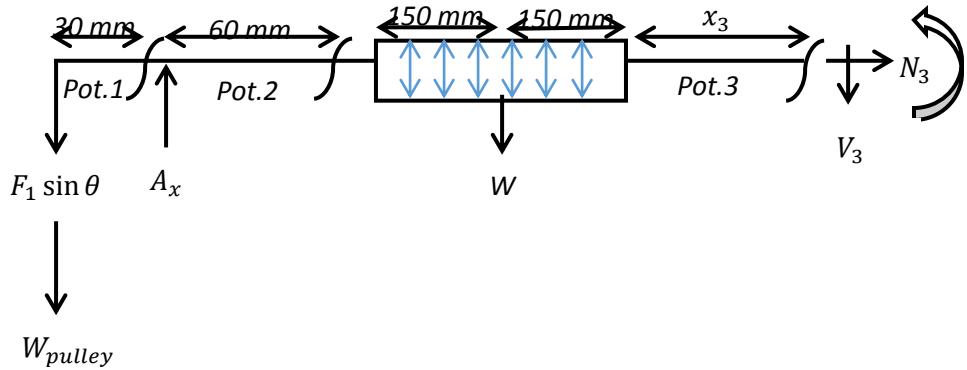
$$x_2 = 0 ; \text{ maka } M_{pot.2} = -675 \text{ N.mm}$$

$$x_2 = 100 \text{ mm} ; \text{ maka } M_{pot.2} = 1532 \text{ N.mm}$$

$$x_2 = 210 \text{ mm} ; \text{ maka } M_{pot.2} = 3959,7 \text{ N.mm}$$

Momen bending potongan 3-3

$$0 \leq x_3 \leq 6$$



**Gambar 4.11** potongan 3-3

$$\uparrow + \sum F_y = 0$$

$$V_3 = -F_1 \cos \theta + F_2 \cos \theta - W_{pulley} + A_y - F_s - W_{rol}$$

$$V_3 = -29,31 \text{ N} + 11,7 \text{ N} - 4,9 \text{ N} + 44,57 \text{ N} - 1,8 \text{ N} - 39,24 \text{ N}$$

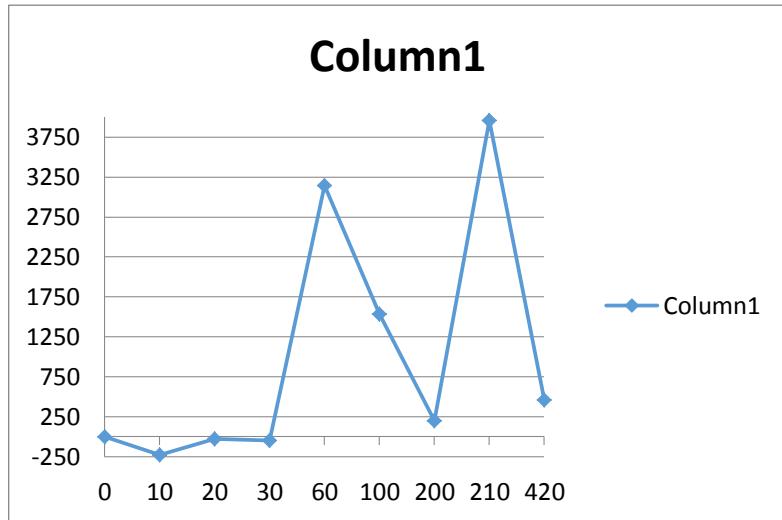
$$V_3 = -18,97 \text{ N}$$

$$\circlearrowleft + \sum M_b = 0$$

$$\begin{aligned}
M_{pot.3} &= -F_1 \cos \theta (390 + x_3) + F_2 \cos \theta (390 + x_3) - \\
&W_{pulley} (390 + x_3) + A_y (360 + x_3) - F_s (150 + x_3) - \\
&W_{rol} (150 + x_3) \\
M_{pot.3} &= -29,43 \cos 5^\circ (390 + x_3) + 11,76 \cos 5^\circ (390 + \\
&x_3) - 4,9 N (390 + x_3) + 44,57 N (360 + x_3) - F_s (150 + \\
&x_3) - 39,24 N (150 + x_3) = 0 \\
M_{pot.3} &= -11430,9 N - 29,31 (x_3) + 4566,9 N + 11,71 - \\
&1911 N - 4,9N (x_3) + 16045,2 N + 44,57 N (x_3) - 150 N - \\
&1,8 (x_3) - 5886 N - 39,24 (x_3) = 0 \\
M_{pot.3} &= 3145,2 N \cdot mm - 18,97 (x_3)
\end{aligned}$$

Jika,

$$\begin{aligned}
x_3 = 0 \text{ mm}, \text{ maka } M_{pot.3} &= 3145,2 \text{ N} \cdot \text{mm} \\
x_3 = 30 \text{ mm}, \text{ maka } M_{pot.3} &= 2576,1 \text{ N} \cdot \text{mm} \\
x_3 = 60 \text{ mm}, \text{ maka } M_{pot.3} &= 3145,2 \text{ N} \cdot \text{mm} - \\
&18,97N (60 \text{ mm}) = 1138,2 \text{ N} \cdot \text{mm}
\end{aligned}$$



#### 4.4.3 Momen Terbesar :

Momen terbesar dapat dinyatakan dengan rumus :

$$M_b = \sqrt{(M_h)^2 + (M_v)^2}$$

$$M_b = \sqrt{(462 \text{ N.mm})^2 + (3959,7 \text{ N.mm})^2}$$

$$M_b = \sqrt{213444 \text{ N}^2.\text{mm}^2 + 15679224,09 \text{ N}^2.\text{mm}^2}$$

$$M_b = \sqrt{15892668,09 \text{ N}^2.\text{mm}^2}$$

$$M_b = 3986,56 \text{ N.mm}$$

$$M_b = 406,79 \text{ kgf.mm}$$

#### 4.4.4 Diameter Poros

Untuk menentukan besarnya diameter poros yang digunakan, dapat dihitung dengan rumus :

$$ds \geq \sqrt[6]{\frac{(16^2 M_b^2 + 16^2 M_t^2)}{\pi^2 (\frac{Ks \cdot Syp}{sf})^2}}$$

Dengan Momen Torsi:

$$M_t = 71620 \frac{N}{n}$$

$$M_t = 71620 \frac{1}{1330}$$

$$M_t = 53,85 \text{ kgf.cm}$$

$$M_t = 528,26 \text{ kgf.mm}$$

Sehingga:

$$ds \geq \sqrt[6]{\frac{(16^2(406,79 \text{ kgf.mm})^2 + 16^2(528,26 \text{ kgf.mm})^2)}{3,14^2(\frac{0,8 \times 29,4 \text{ kgf/mm}^2}{3})^2}}$$

$$ds \geq \sqrt[6]{\frac{42362394,65 + 71439008,67}{606,02}}$$

$$ds \geq \sqrt[6]{\frac{113801403,3}{606,02}}$$

$$ds \geq \sqrt[6]{187784,9}$$

$$ds \geq 4,56 \text{ mm}$$

Pada mesin ini , diameter poros yang dipakai  $ds = 25 \text{ mm}$

#### 4.5 Perencanaan Bearing pada Moving Roll

Dari hasil analisa dan perhitungan poros, maka diperoleh data :

1.  $D_s = 25 \text{ mm}$

2. Dalam perencanaan ini dipilih bantalan single row bearing. Dengan harga  $C_0 = 2390$  dan  $C = 3660$  (Lampiran 5)
3. Gaya bantalan pada titik A :

$$F_{ax} = 1,64 \text{ N}$$

$$F_{ay} = 44,57 \text{ N}$$

4. Gaya bantalan pada titik B :

$$F_{bx} = -0,1 \text{ N}$$

$$F_{by} = 18,98 \text{ N}$$

#### **4.5.1 Gaya Radial**

$$F_{ax} = 1,64 \text{ N}$$

$$F_{ax} = 0,17 \text{ kgf}$$

$$F_{ax} = 0,38 \text{ lbf}$$

$$F_{ay} = 44,57 \text{ N}$$

$$F_{ay} = 4,54 \text{ kgf}$$

$$F_{ay} = 10,08 \text{ lbf}$$

$$F_{bx} = -0,1 \text{ N}$$

$$F_{bx} = -0,01 \text{ kgf}$$

$$F_{bx} = -0,022 \text{ lbf}$$

$$F_{by} = 18,98 \text{ N}$$

$$F_{by} = 1,94 \text{ N}$$

$$F_{by} = 4,29 \text{ N}$$

Bantalan A,

$$F_{rA} = \sqrt{(F_{Ax})^2 + (F_{Ay})^2}$$

$$F_{rA} = \sqrt{(0,38)^2 lbf + (10,08)^2 lbf}$$

$$F_{rA} = \sqrt{0,1444 lbf^2 + 101,6064 lbf^2}$$

$$F_{rA} = \sqrt{101,7508 lbf^2}$$

$$F_{rA} = 10,08 lbf$$

Bantalan B,

$$F_{rB} = \sqrt{(F_{Bx})^2 + (F_{By})^2}$$

$$F_{rB} = \sqrt{(-0,022)^2 lbf + (4,29)^2 lbf}$$

$$F_{rB} = \sqrt{0,00484 lbf^2 + 18,4041 lbf^2}$$

$$F_{rB} = \sqrt{18,4 lbf^2}$$

$$F_{rB} = 4,29 lbf$$

#### 4.5.2 Beban Ekivalen Pada Bantalan

Bantalan menerima beban yang berkombinasi antara beban radial ( $F_r$ ) dan beban aksial ( $F_a$ ) karena type bantalan yang dipilih adalah single row bearing maka:

Mencari harga x dan y, dimana :

$$F_a = \text{beban aksial (lb)}$$

V = 1 (ring dalam berputar), 1,2 (ring luar berputar)

$$\frac{F_a}{V.Fr} = E$$

$$\frac{0}{1.16,54 \text{ lbf}} = E$$

Karena,  $\frac{F_a}{V.Fr} \leq E$ , maka x = 1 dan y = 0

Beban Equivalen Bantalan A

$$P = V.x.Fr_A + Y.F_A$$

$$P = 1.1.10,08 \text{ lbf} + 0.0 \text{ lbf}$$

$$P = 10,08 \text{ lbf}$$

Beban Equivalen Bantalan B

$$P = V.x.Fr_B + Y.F_B$$

$$P = 1.1.4,29 \text{ lbf} + 0.0 \text{ lbf}$$

$$P = 4,29 \text{ lbf}$$

#### 4.5.3 Umur Bantalan

Umur bantalan dapat dicari menggunakan persamaan 2.10 :

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

Umur Bantalan A

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

$$L_{10h} = \left(\frac{3660 \text{ lbf}}{10,08 \text{ lbf}}\right)^3 \times \frac{10^6}{60.56}$$

$$L_{10h} = (363,09)^3 \times 297,62$$

$$L_{10h} = 47855868,36 \times 297,62$$

$$L_{10h} = 14242863540 \text{ jam}$$

Umur Bantalan B

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

$$L_{10h} = \left(\frac{3660 \text{ lbf}}{4,29 \text{ lbf}}\right)^3 \times \frac{10^6}{60.56}$$

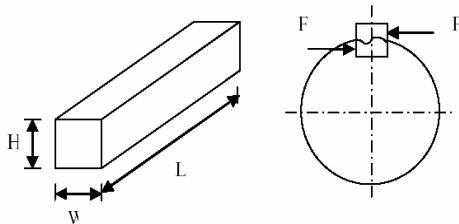
$$L_{10h} = (853,14)^3 \times 297,62$$

$$L_{10h} = 620956122,9 \times 297,62$$

$$L_{10h} = 184808961300 \text{ jam}$$

#### 4.6 Perencanaan Pasak

Perencanaan pada pasak dihitung dengan menggunakan rumus :



**Gambar 4.12 Dimensi Pasak.**

Dengan diameter poros 25 mm, maka didapatkan diameter poros antara ( $\frac{15}{16}s/d 1\frac{1}{4}$ ) dengan tipe square (tabel pemilihan pasak).

$$W = \frac{1}{4} \text{ inch} = 6,35 \text{ mm}$$

$$H = \frac{1}{4} \text{ inch} = 6,35 \text{ mm}$$

$$sf = 3 \text{ (beban kejut rendah)}$$

##### 4.6.1 Bahan Pasak

Bahan pasak yang digunakan adalah baja ST37, maka :

$$\sigma_{yp} = 37 \times 0,7$$

$$\sigma_{yp} = 25,9 \text{ kg/mm}^2$$

#### 4.6.2 Gaya pada Pasak

Gesek yang bekerja pada pasak dihitung dengan menggunakan rumus:

$$T = F \times r$$

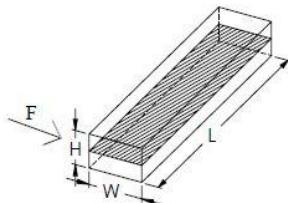
$$F = \frac{T}{r}$$

$$F = \frac{112,5 \text{ kgf.mm}}{\frac{25 \text{ mm}}{2}}$$

$$F = 9,0 \text{ kgf}$$

#### 4.6.3 Panjang Pasak Ditinjau dari Tegangan Geser

Tegangan geser yang bekerja pada pasak dihitung dengan



menggunakan rumus :

**Gambar 4.13** Luasan tegangan geser pada pasak.

Panjang pasak pada tegangan geser :

$$\tau_c = \frac{F}{A} = \frac{2T}{W.L.D_p}$$

$$\frac{2T}{W.L.D_p} \leq \frac{s_{yp}}{s_f}$$

$$L \geq \frac{2T.s_f}{W.hc.\sigma_{yp}.D_p}$$

$$L \geq \frac{2 \cdot 112,5 \text{ kgf} \cdot \text{mm} \cdot 3}{6,35 \text{ mm} \cdot 25 \text{ mm} \cdot 0,8 \cdot 25,9 \text{ kgf}/\text{mm}^2}$$

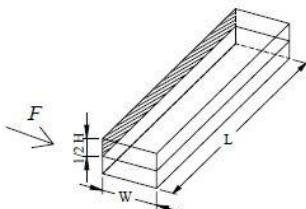
$$L \geq \frac{675 \text{ kgf} \cdot \text{mm}}{20,72 \text{ kg}/\text{mm}^2 \cdot 158,75 \text{ mm}^2}$$

$$L \geq 0,246 \text{ mm}$$

Maka tegangan geser pada pasak aman jika  $L \geq 0,246 \text{ mm}$ . Pasak pada mesin penyerat kayu 45 mm .

#### 4.6.4 Panjang Pasak Ditinjau dari Tegangan Kompresi

Tegangan kompresi yang bekerja pada pasak dihitung dengan menggunakan rumus :



**Gambar 4.14** Luasan tegangan kompresi pada pasak.

$$\tau_c = \frac{F}{A} = \frac{2T}{W \cdot L \cdot D_p} = \frac{4T}{W \cdot L \cdot D}$$

Panjang pasak pada tegangan kompresi :

$$\tau_c = \frac{F}{A} = \frac{2T}{W \cdot L \cdot D_p} = \frac{4T}{W \cdot L \cdot D}$$

$$\frac{4T}{W \cdot L \cdot D} \leq \frac{S_{yp}}{sf}$$

$$L \geq \frac{4T \cdot sf}{W \cdot hc \cdot \sigma_{yp} \cdot D_p}$$

$$L \geq \frac{4(112,5 \text{ kgf} \cdot \text{mm}) \cdot 3}{6,35 \text{ mm} \cdot 1 \cdot 25,9 \text{ kg}/\text{mm}^2 \cdot 25 \text{ mm}}$$

$$L \geq \frac{1350}{4111,625}$$

$$L \geq 0,33 \text{ mm}$$

Maka tegangan kompresi pada pasak aman jika  $L \geq 0,33 \text{ mm}$ . Pasak pada mesin penyerat kayu panjang 45 mm.

#### 4.7. Mesin Penyikat Serat Kayu

Berikut ini ditunjukkan Mesin penyikat serat kayu jati sikat yang digunakan.



Gambar 4.15 Perangkaian mesin penyikat



Gambar 4.16 Perangkaian Sikat



Gambar 4.17 Pengecetan Kerangka



Gambar 4.18 Roll Sikat



Gambar 4.19 Belt dan Pulley



Gambar 4.20 Mesin Penyikat Serat Kayu

Mesin ini bertujuan untuk memunculkan serat yang ada pada kayu jati untuk kebutuhan Rustic Furniture. Cara kerja mesin ini adalah dengan meletakkan kayu jati pada lantai mesin dan kemudian didorong menuju roll brush sehingga kayu jati tersebut dapat menunjukkan hasil serat kayu yang diinginkan.

#### **4.8. Hasil Percobaan**

Hasil Percobaan yang dilakukan adalah untuk mengetahui kapasitas mesin dan jenis kayu yang bisa digunakan selain kayu jati. Diketahui lebar konstan 30 cm dan dilakukan percobaan untuk mengetahui berapa 23cm/menit

**Tabel 4.2. Hasil Data Pengujian Kapasitas**

Jenis Kayu	Ukuran Kayu (Panjang x lebar)	Waktu Proses Penyikatan
Kayu Jati	40 x 30 cm	23 cm/menit
Kayu Sengon	40 x 30 cm	Tidak Bisa
Kayu Mahoni	40 x 30 cm	Tidak Bisa

Dari hasil percobaan diatas maka, diperoleh kapasitas 23cm/menit sekali proses dan jenis kayu yang digunakan hanya kayu jati dikarenakan kayu jati memiliki struktur yang keras. Sedangkan, untuk kayu mahoni dan sengon strukturnya lebih lunak sehingga ketika roll brush melakukan proses tersebut maka kayu tersebut tertancap pada roll tersebut dan terlempar.

## **BAB V**

### **PENUTUP**

#### **5.1 Kesimpulan**

Dari pendekatan perhitungan dan perencanaan pada “Rancang Bangun Mesin Penyikat Permukaan Serat Kayu Jati dengan Sistem Flat Rolling Brush” ini diperoleh hasil sebagai berikut :

1. Telah terwujud Mesin Penyikat Sarat Kayu Jati yang sesuai dengan dimensi yang diinginkan dengan perhitungan sebagai berikut :
  - a. Untuk proses Penyikat Sarat Kayu Jati dengan sistem penggerolan dibutuhkan gaya penggerolan sebesar 1.8kgf.
  - b. Daya yang dibutuhkan sebesar 0.21HP, maka dari itu motor yang digunakan adalah motor AC dengan daya 0.5HP sehingga menghasilkan putaran 1330 rpm.
  - c. Pada motor terpasang *pulley* dengan diameter 85 mm, pada poros terpasang *pulley* diameter 125 mm. Kedua *pulley* dihubungkan dengan *v-belt* tipe A dengan nomor 70 panjang = 1750 mm.
  - d. Tipe *bearing* yang digunakan pada poros adalah tipe *single row ball bearing* untuk poros ukuran 25mm.

- e. Pasak yang digunakan adalah pasak *square* dengan dimensi W x H x L (6,4 mm x 6,4 mm x 45mm).
2. Telah didapat kapasitas produksi mesin Penyikat Sarat Kayu Jati dengan lebar konstan 30 cm proses penyikatan 23 cm/menit dengan kecepatan konstan.

## **5.2 Saran**

Untuk penelitian kedepannya diharapkan dapat lebih dikembangkan lagi alat-alat untuk memajukan UKM-UKM kecil di daerah pedesaan.

## **DAFTAR PUSTAKA**

- Departemen Pertanian. 2007. Statistik Pertanian 2007. *Pusat Data Statistik dan Informasi Pertanian, Departemen Pertanian, Indonesia*
- Deutschman, Aaron D. 1975. *Machine Design : Theory and Practice*. New York: Macmillan Publishing Co, Inc.
- Dobrovolsky, V. 1978. *Machine Elements 2<sup>nd</sup> Edition*. Moscow : Peace.
- R. C. Hibbeler, 2001. *Engineering Mechanics Statics, second edition*, Prentice Hall.
- Robert L. Mott, 2009. *Elemen-Elemen Mesin Dalam Perancangan Mekanis, edisi pertama*, University Of Dayton.
- Sato, G. Takeshi, N. Sugiarto H. 2000. *Menggambar Mesin Menurut Standar ISO*, PT. Pradnya Paramita, Jakarta

- Sularso, Kiyokatsu Suga. 1994. *Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin*, Cetakan ke 10. PT. Pradnya Paramita, Jakarta.
- Sumarna, Y. 2011. *Kayu jati – Panduan Budidaya dan Prospek/Bisnis*. Buku. Penebar Swadaya. Jakarta. 21 hlm.
- Murtinah, V., Marjenah, Ruchaemi, A., dan Ruhiyat, D. 2015. *Pertumbuhan tanaman jati (*Tectona grandis*) di Kaimantan Timur*. Jurnal AGRIFOR 14 (2) : 287 – 292.

## **BIODATA PENULIS**



Penulis bernama lengkap Fery Yuriano, Bojonegoro 17 Juli 1996 merupakan anak pertama dari Pasangan Bapak Anang Suwiknyo dan Ibu Samining yang beralamat di Perumahan Desa Sidomulyo RT 3/RW 01, Kecamatan Kedungadem Kabupaten Bojonegoro, Jawa Timur. Pendidikan formal pertama adalah SDN Negri 1 Sidomulyo, SMPN 2 Suumberrejo, dan SMKN 1 Baureno.

Setelah lulus, penulis diterima di Departemen Teknik Mesin Industri Program Studi D3 Teknik Mesin Produksi Kerjasama ITS-DISNAKERTRANS Prov. Jawa Timur dengan Nomor Registrasi Pokok (NRP) 10211500010014.

Selama masa perkuliahan penulis pernah mengikuti beberapa kegiatan dan organisasi seperti PSDM FORKOM M3NER periode 2017-2018, Pembinaan FMD (Fisik, Mental, dan Disiplin) oleh Marinir di Puslatpur Purboyo pada tahun 2015, GERIGI (Generasi Integralistik) ITS pada tahun 2015.

## BIODATA PENULIS



Penulis bernama lengkap Mochammad Subchan Zamroni, Lumajang 15 Juli 1997 merupakan anak ketiga dari Pasangan Bapak Sa'roni dan Ibu Mudrifah yang beralamat di Perumahan Dusun Suki RT 01/RW 02, Kecamatan Sumbersuko Kabupaten Lumajang, Jawa Timur. Pendidikan formal pertama adalah MI Tarbiyatul Mubtadi'in Lumajang, SMPN 1 Sukodono Lumajang, dan SMAN Pasirian. Setelah lulus, penulis diterima di Departemen Teknik Mesin Industri Program Studi D3 Teknik Mesin Produksi Kerjasama ITS-DISNAKERTRANS Prov. Jawa Timur dengan Nomor Registrasi Pokok (NRP) 10211500010047.

Selama masa perkuliahan penulis pernah mengikuti beberapa kegiatan dan organisasi, ESQ Basic Training pada tahun 2015, Pembinaan FMD (Fisik, Mental, dan Disiplin) oleh Marinir di Puslatpur Purboyo pada tahun 2015, GERIGI (Generasi Integralistik) ITS pada tahun 2015.

## Lampiran 1. Tabel Konversi Satuan

TABLE 1 Conversion Factors

### Area

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

### Conductivity

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

### Density

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

### Energy

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

### Force

$$\begin{aligned} 1 \text{ N} &= 0.224809 \text{ lbf} \\ 1 \text{ kp} &= 9.80665 \text{ N} (1 \text{ kgf}) \end{aligned} \quad 1 \text{ lbf} = 4.448222 \text{ N}$$

### Gravitation

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

### Heat capacity, specific entropy

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

### Heat flux (per unit area)

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

### Heat transfer coefficient

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

### Length

$$\begin{aligned} 1 \text{ mm} &= 0.001 \text{ m} = 0.1 \text{ cm} \\ 1 \text{ cm} &= 0.01 \text{ m} = 10 \text{ mm} = 0.3970 \text{ in.} \\ 1 \text{ m} &= 3.28084 \text{ ft} = 39.370 \text{ in.} \\ 1 \text{ km} &= 0.621371 \text{ mi} \\ 1 \text{ mi} &= 1609.3 \text{ m (US statute)} \end{aligned} \quad \begin{aligned} 1 \text{ ft} &= 12 \text{ in.} \\ 1 \text{ in.} &= 2.54 \text{ cm} = 0.0254 \text{ m} \\ 1 \text{ ft} &= 0.3048 \text{ m} \\ 1 \text{ mi} &= 1.609344 \text{ km} \\ 1 \text{ yd} &= 0.9144 \text{ m} \end{aligned}$$

## Lampiran 1. Tabel Konversi Satuan (Lanjutan)

TABLE (Continued) Conversion Factors

### Mass

1 kg	= 2.204 623 lbm	1 lbm = 0.453 592 kg
1 tonne	= 1000 kg	1 slug = 14.5939 kg
1 grain	= $6.47989 \times 10^{-9}$ kg	1 ton = 2000 lbm

### Moment (torque)

1 N·m	= 0.737 562 lbf·ft	1 lbf·ft = 1.355 816 N·m
-------	--------------------	--------------------------

### Momentum (mv)

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

### Power

1 W	= 1 J/s = 1 N·m/s	1 lbf·ft/s = 1.355 816 W
	= 0.737 562 lbf·ft/s	= 4.626 24 Btu/h
1 kW	= 3412.14 Btu/h	1 Btu/s = 1.055 056 kW
1 hp (metric)	= 0.735 499 kW	1 hp (UK) = 0.7457 kW
		= 550 lbf·ft/s
		= 2544.43 Btu/h
1 ton of refrigeration	= 3.516 85 kW	1 ton of refrigeration = 12 000 Btu/h

### Pressure

1 Pa	= 1 N/m <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]	
	= 10.332 56 m H <sub>2</sub> O [4°C]	1 bar = $e_0 e^{-\frac{P}{T_0} - \frac{T}{T_0}}$ bar
1 torr	= 1 mm Hg [0°C]	1 in. Hg [0°C] = 0.49115 lbf/in. <sup>2</sup>
	1 mm Hg [0°C] = 0.133 322 kPa	1 in. H <sub>2</sub> O [4°C] = 0.036126 lbf/in. <sup>2</sup>
	1 m H <sub>2</sub> O [4°C] = 9.806 38 kPa	

### Specific energy

1 kJ/kg	= 0.42992 Btu/lbm	1 Btu/lbm = 2.326 kJ/kg
	= 334.55 lbf·ft/lbm	1 lbf·ft/lbm = $2.98907 \times 10^{-3}$ kJ/kg

$$= 1.28307 \times 10^{-3} \text{ Btu/lbm}$$

## Lampiran 1. Tabel Konversi Satuan (Lanjutan)

1	Kilopound per inci persi	kgf/cm <sup>2</sup>	2 desimal																																
<b>1 ksi</b>		adalah sama dengan		<b>70,31 kgf/cm<sup>2</sup></b>																															
<b>Metrik</b>																																			
<table style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <tr> <td>Megapascal (MPa)</td><td style="text-align: right;">6,89</td> <td>Meter air (mmH2O)</td><td style="text-align: right;">703,09</td> </tr> <tr> <td>Bar</td><td style="text-align: right;">68,95</td><td>Sentimeter air (cmH2O)</td><td style="text-align: right;">70.308,91</td> </tr> <tr> <td><b>kgf/cm<sup>2</sup></b></td><td style="text-align: right;"><b>70,31</b></td><td>Kaki air (ftH2O)</td><td style="text-align: right;">2.306,72</td> </tr> <tr> <td>Kilopascal (kPa)</td><td style="text-align: right;">6.894,76</td><td>Inci air (inH2O)</td><td style="text-align: right;">27.680,67</td> </tr> <tr> <td>Hektopascal (hPa)</td><td style="text-align: right;">68.947,59</td><td></td><td></td> </tr> <tr> <td>Millibar</td><td style="text-align: right;">68.947,59</td><td></td><td></td> </tr> <tr> <td>kgf/m<sup>2</sup></td><td style="text-align: right;">703.069,62</td><td></td><td></td> </tr> <tr> <td>Pascal (Pa)</td><td style="text-align: right;">6.894.759,09</td><td></td><td></td> </tr> </table>				Megapascal (MPa)	6,89	Meter air (mmH2O)	703,09	Bar	68,95	Sentimeter air (cmH2O)	70.308,91	<b>kgf/cm<sup>2</sup></b>	<b>70,31</b>	Kaki air (ftH2O)	2.306,72	Kilopascal (kPa)	6.894,76	Inci air (inH2O)	27.680,67	Hektopascal (hPa)	68.947,59			Millibar	68.947,59			kgf/m <sup>2</sup>	703.069,62			Pascal (Pa)	6.894.759,09		
Megapascal (MPa)	6,89	Meter air (mmH2O)	703,09																																
Bar	68,95	Sentimeter air (cmH2O)	70.308,91																																
<b>kgf/cm<sup>2</sup></b>	<b>70,31</b>	Kaki air (ftH2O)	2.306,72																																
Kilopascal (kPa)	6.894,76	Inci air (inH2O)	27.680,67																																
Hektopascal (hPa)	68.947,59																																		
Millibar	68.947,59																																		
kgf/m <sup>2</sup>	703.069,62																																		
Pascal (Pa)	6.894.759,09																																		
<table style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <tr> <td>Air</td><td></td> </tr> <tr> <td>Meter air (mmH2O)</td><td style="text-align: right;">703,09</td> </tr> <tr> <td>Sentimeter air (cmH2O)</td><td style="text-align: right;">70.308,91</td> </tr> <tr> <td>Kaki air (ftH2O)</td><td style="text-align: right;">2.306,72</td> </tr> <tr> <td>Inci air (inH2O)</td><td style="text-align: right;">27.680,67</td> </tr> </table>				Air		Meter air (mmH2O)	703,09	Sentimeter air (cmH2O)	70.308,91	Kaki air (ftH2O)	2.306,72	Inci air (inH2O)	27.680,67																						
Air																																			
Meter air (mmH2O)	703,09																																		
Sentimeter air (cmH2O)	70.308,91																																		
Kaki air (ftH2O)	2.306,72																																		
Inci air (inH2O)	27.680,67																																		
<table style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <tr> <td><b>Atmosfir</b></td><td></td> </tr> <tr> <td>Atmosfir fisik (atm)</td><td style="text-align: right;">68,05</td> </tr> <tr> <td>Atmosfir teknik</td><td style="text-align: right;">70,31</td> </tr> </table>				<b>Atmosfir</b>		Atmosfir fisik (atm)	68,05	Atmosfir teknik	70,31																										
<b>Atmosfir</b>																																			
Atmosfir fisik (atm)	68,05																																		
Atmosfir teknik	70,31																																		
<table style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <tr> <td>Air raksa</td><td></td> </tr> <tr> <td>Inci air raksa (inHg)</td><td style="text-align: right;">2.036,03</td> </tr> <tr> <td>Sentimeter air raksa (cmHg)</td><td style="text-align: right;">5.171,51</td> </tr> <tr> <td>Millimeter air raksa (mmHg)</td><td style="text-align: right;">51.715,09</td> </tr> <tr> <td>Torr (torr)</td><td style="text-align: right;">51.715,09</td> </tr> </table>				Air raksa		Inci air raksa (inHg)	2.036,03	Sentimeter air raksa (cmHg)	5.171,51	Millimeter air raksa (mmHg)	51.715,09	Torr (torr)	51.715,09																						
Air raksa																																			
Inci air raksa (inHg)	2.036,03																																		
Sentimeter air raksa (cmHg)	5.171,51																																		
Millimeter air raksa (mmHg)	51.715,09																																		
Torr (torr)	51.715,09																																		
<b>Ukuran berat (A.S.)</b>																																			
<table style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <tr> <td>Kilopound per inci persegi (ksi)</td><td style="text-align: right;">1</td> <td></td><td></td> </tr> <tr> <td>Pound per inci persegi (psi)</td><td style="text-align: right;">1.000</td><td></td><td></td> </tr> <tr> <td>Pound per kaki persegi (psf)</td><td style="text-align: right;">144.000,01</td><td></td><td></td> </tr> </table>				Kilopound per inci persegi (ksi)	1			Pound per inci persegi (psi)	1.000			Pound per kaki persegi (psf)	144.000,01																						
Kilopound per inci persegi (ksi)	1																																		
Pound per inci persegi (psi)	1.000																																		
Pound per kaki persegi (psf)	144.000,01																																		

## Lampiran 2. Koefisian Gesek antara Belt dan Pulley

Type of belt	Pule material			
	Compressed paper	wood	steel	Cast iron
<u>Leather :</u>				
Tanned with vegetable compound	0.35	0.30	0.25	0.25
Tanned with mineral compound	050	0.45	0.40	0.40
<u>Cotton :</u>				
Solid woven	0.28	0.25	0.22	0.22
Stitched	0.25	0.23	0.20	0.20
<u>Woolen</u>	0.45	0.40	0.35	0.35
<u>Rubber</u>	0.35	0.32	0.30	0.30

Sumber : (Dobrovolsky, 1985: 206)

### Lampiran 3. Dimensi dan Bahan untuk Belt

	Leather	Rubber canvas	Solid woven cotton	Woven woolen	Interstitiated rubber	Woven semi-linen
Width $\delta$ in mm	20-300	20-500	30-250	50-300	20-137	15-53
Thickness $h$ in mm	Single 3-5.5 Double? 5-10	2.5-13.5	4.5-6.5-8.5	6-9-11	1.75-2.5-3.3	1.75
UTS in kg/cm <sup>2</sup>	200	4-10 (without layers), 370 (with layers)	350-405	300	300	500
Max elongation	10% at 100kg/cm <sup>2</sup>	18% at rupture	20-25% at rupture	60% at rupture	16% at rupture	10% at rupture
Ratio $D_{max}/h$ recommended	35	40	30-40	30	40	30
Allowable	25	30	25-35	25	30	25
Recommended max velocity max in m/sec	40	20-30	25	30	50	50
Specific weight in kg/dm <sup>3</sup>	0.98	1.23-1.50	0.75-1.05	0.90-1.24	=1.2	=1.0
Constanta a	29	25	21	18	23	21
w (formula 3-25)	300	100	150	150	200	150
Modulus of Elastisitas, E <sub>b</sub> in kg/cm <sup>2</sup>	1.000-1.500	800-1.200	300-600	-	1.000-1.200	-

Sumber : (Dobrovolsky, 1985: 274)

**Lampiran 4. Kekuatan Tarik Baja Karbon Kontruksi Mesin  
Untuk Bahan Poros dan Pasak**

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

AISI Type	Condition	Tensile Strength, ksi	Yield Strength, ksi	Elongat. in 2 in., %	Reduction in Area, %	Hardness, BHN	Machinability (Based on 1112 = 100)
1010	HR	64	42	28	67	107	45
	CD	78	68	16	63	129	55
	CDA	64	48	28	65	131	55
	HR	65	43	36	59	143	50
	CD	78	66	20	55	156	65
	A	57	52	37	66	111	90
1020	N	64	50	36	68	131	75
	HR & turned	72	44	31	63	140	—
	CD	84	76	16	57	173	65
	A	67	50	31	58	126	—
	N	76	51	32	61	149	—
	HRA	91	58	27	50	201	63
1040	CD	100	88	17	42	207	65
	N	85	50	28	55	149	—
	HR	98	59	24	45	212	56
	CD	103	90	14	40	217	60
	A	90	55	27	54	174	60
	N	99	61	25	49	207	—
1045	HR	105	67	15	—	—	—
	CD	114	104	9	—	—	54
	A	92	43	24	40	187	—
	N	109	62	20	39	217	—
	HR	142	83	18	38	295	—
	A	95	38	13	21	192	—
1050	N	147	73	10	14	293	—
	HR	105	67	15	—	—	—
	CD	114	104	9	—	—	54
	A	92	43	24	40	187	—
	N	109	62	20	39	217	—
	HRA	142	83	18	38	295	—
1095	A	95	38	13	21	192	—
	N	147	73	10	14	293	—
	HR	142	83	18	38	295	—
	A	95	38	13	21	192	—
	N	147	73	10	14	293	—
	HRA	142	83	18	38	295	—
1118	HR	75	50	35	55	140	—
	CD	85	75	25	55	170	80
	A	65	41	35	67	131	80
	N	69	46	34	66	143	80
	CD	105	90	20	50	212	50
	A	86	61	28	58	179	50
2330	N	100	68	26	56	207	—
	CD	105	90	20	50	212	50
	A	86	61	28	58	179	50
	N	100	68	26	56	207	—
	CD	107	92	17	50	212	55
	A	100	61	25	51	197	55
3140	N	129	87	20	58	262	—
	CD	107	92	17	50	212	55
	A	100	61	25	51	197	55
	N	129	87	20	58	262	—
4130	HRA	86	56	29	57	183	65
	CDA	98	87	21	52	201	70
	N	97	63	26	60	197	50

SOURCE: ASME Handbook-Material Properties, McGraw-Hill Book Co., 1954; Ryerson Data Book, Joseph T. Ryerson and Sons, Inc., 1965.

NOTE: HR = hot rolled, HRA = hot rolled annealed, CD = cold drawn, CDA = cold drawn annealed, HBN = hot rolled normalized, A = annealed, N = normalized.

**Lampiran 5. Beban Equivalent Bearing**

## Lampiran 5. Beban Equivalen Bearing

### Lampiran IV : Beban Equivalen Bearing

Factor X and Y for Ball and Roller Bearings

Contact anguler $\alpha$ , deg	( i.Fa/Co )	Single-Row Bearing		Double-Row Bearing				e			
		(Fa/V.Fr) > e		(Fa/V.Fr) < e		(Fa/V.Fr) > e					
		X	Y	X	Y	X	Y				
<b>Radial Contact Ball Bearing</b>											
5	0,014	0,56	2,30	1	0	0,56	2,30	0,19			
	0,028		1,99				1,99	0,22			
	0,056		1,71				1,71	0,26			
	0,084		1,55				1,55	0,28			
	0,110		1,45				1,45	0,30			
	0,170		1,31				1,31	0,34			
	0,280		1,15				1,15	0,38			
	0,420		1,04				1,04	0,42			
	0,560		1,00				1,00	0,44			
<b>Angular Contact Ball Bearing</b>											
10	0,014	0,46	2,30	1,0	2,78	0,75	3,74	0,23			
	0,028		1,99		2,40		3,23	0,26			
	0,056		1,71		2,07		2,78	0,30			
	0,085		1,55		1,87		2,52	0,34			
	0,110		1,45		1,75		2,36	0,36			
	0,170		1,31		1,58		2,13	0,40			
	0,280		1,15		1,39		1,87	0,45			
	0,420		1,04		1,26		1,69	0,50			
	0,560		1,00		1,21		1,63	0,52			

**Lampiran 6. Dimensi Standart Roll Bearing Dan Gaya Dinamis Bearing**

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

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

Sumber : Deutschman, 1975

### Lampiran 7. Jenis Beban Ball Bearing

Type Of Service	Multiply Calculated Load by Following Factors	
	Ball Bearing	Roller Bearing
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 8. Tipe dan Dimensi Belt

Cross-section of V-belt	(Ukuran untuk Gambar 3.12b)							
	O	A	B	C	D	E	F	
Cross-section area (A) in cm <sup>2</sup>	0.5	0.8	1.4	2.3	4.8	7.0	11.7	
In conformability with the standard design of inner length of belt in mm	min	500*	500*	630*	1.800	3.150	4.500	6.300
	max	2.500	4.000	6.300	9.000	11.000	14.000	11.20*
Difference between design and inner length of belt in mm		25	33	40	55	76	95	120
Minimum allowable design diameters of pulies in mm		63	90	125	200	315	500	800
Constant in formula (3-25)	a	23	25	28	30	32	32	32
	w	100	120	180	215	280	350	440
Maximum recommended velocity v max in m/sec		25	25	25	25	30	30	30
Design width of belt $a_1$ in mm		8.5	11	14	19	27	32	42
Rated size of pulies grooves S Fig. (3-23), mm	e	10	12.5	16	21	28.5	34	43
	C	2.5	3.5	5	6	8.5	10	12.5
	t	12	16	20	26	37.5	44.5	58
	S	8	10	12.5	17	24	29	38
	$\beta^\circ$	$\beta$ atau $\Phi$		34-40	36-40	38-40		

Note: The angle of groove ( $\beta$ ) is selected depending on the pulie diameter; lesser angle corresponds to a lesser diameter. (Samber, Dobrovolsky, 1985: 216)

### Lampiran 9. Tabel Faktor Kecepatan

Kecepatan belt v (m/s)	1	5	10	15	20	25	30
Belt datar, $C_v$	1,04	1,03	1,0	0,95	0,88	0,79	0,68
Vbelt, $C_v$	1,05	1,04	1,0	0,94	0,85	0,74	0,60

(Sumber : Dobrovolsky, 1985: 236)

### Lampiran 10. Tabel Faktor Sudut Kontak

Sudut kontak $\alpha$ (°)	80	120	140	160	180	220
Belt datar, $C_\alpha$	-	0,82	0,88	0,94	1,0	1,12
V-belt, $C_\alpha$	0,62	0,83	0,90	0,96	1,0	1,08

(Sumber : Dobrovolsky, 1985: 237)

## Lampiran 11. Lebar pasak

**TABLE 11-1** Key size vs. shaft diameter

Nominal shaft diameter		Nominal key size	
Over	To (incl.)	Width, W	Height, H
		Square	Rectangular
5/16	7/16	3/32	3/32
7/16	9/16	1/8	1/8
9/16	7/8	3/16	3/16
7/8	1 <sup>1</sup> / <sub>4</sub>	1/4	1/4
1 <sup>1</sup> / <sub>4</sub>	1 <sup>3</sup> / <sub>8</sub>	5/16	5/16
1 <sup>3</sup> / <sub>8</sub>	1 <sup>1</sup> / <sub>4</sub>	3/8	3/8
1 <sup>1</sup> / <sub>4</sub>	2 <sup>1</sup> / <sub>4</sub>	1/2	1/2
2 <sup>1</sup> / <sub>4</sub>	2 <sup>3</sup> / <sub>4</sub>	5/8	5/8
2 <sup>3</sup> / <sub>4</sub>	3 <sup>1</sup> / <sub>4</sub>	3/4	3/4
3 <sup>1</sup> / <sub>4</sub>	3 <sup>3</sup> / <sub>4</sub>	7/8	7/8
3 <sup>3</sup> / <sub>4</sub>	4 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	1	1
4 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	5 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	1 <sup>1</sup> / <sub>4</sub>	1 <sup>1</sup> / <sub>4</sub>
5 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	6 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	1 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	1 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>
6 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	7 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	1 <sup>3</sup> / <sub>4</sub>	1 <sup>3</sup> / <sub>4</sub>
7 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	9	2	2
9	11	2 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	2 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>
11	13	3	3
13	15	3 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	3 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>
15	18	4	3
18	22	5	3 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>
22	26	6	4
26	30	7	5

*Source:* Reprinted from ANSI Standard B17.1-1967(R98), by permission of the American Society of Mechanical Engineers. All rights reserved.

*Note:* Values in nonshaded areas are preferred. Dimensions are in inches.

**Lampiran 12. Pemilihan bahan poros dan pasak**

**Table A-2 (continued)**

AISI Type	Condition	Tensile Strength, ksi	Yield Strength, ksi	Elongat. in 2 in., %	Reduction in Area, %	Hardness, HBW	Machin-ability (Based on 1112 = 100)
4140	HRA	90	63	27	58	187	54
	CDA	102	90	18	50	223	66
	N	148	95	18	47	302	—
4340	HRA	101	69	21	45	207	—
	CDA	110	99	16	42	223	50
	N	185	126	11	41	363	—
4620	HR	85	63	28	64	183	58
	CD	101	85	22	60	207	64
	A	74	54	31	60	149	55
	N	83	53	29	67	174	—
4640	CDA	117	95	15	43	235	55
	A	98	63	24	51	179	55
	N	123	87	19	51	248	—
5120	CD	92	77	20	55	187	65
	CDA	87	70	23	60	179	65
	N	105	88	18	52	212	60*
5140	CDA	100	81	25	57	192	45
	HRA	100	81	25	57	192	45
	HRN	185	139	13	20	363	—
	CDA	111	95	14	44	223	45
6150	N	136	89	22	61	269	—
	HR	89	65	25	63	192	60
	CD	102	85	22	58	212	63
8620	A	78	56	31	62	149	—
	N	92	52	26	60	183	—
	CD	140	120	11	38	277	—
8640	CDA	107	90	14	45	217	50
	HRA	95	64	25	55	190	56
	CDA	107	96	17	48	223	66
8740	N	135	88	16	48	269	—
	HRA	113	71	22	41	229	45
	N	135	84	20	43	269	—
E9310	HR	115	75	22	58	241	45
	A	119	64	17	42	241	—
	N	132	83	19	58	269	—
9440	HR	123	80	18	47	241	—
	HRA	93	59	26	53	183	—
	N	110	72	25	58	223	—

### Lampiran 13. Dimensi V-Belt

Belt dan Pule

Tabel 3-9. Dimensi V-belt

Type of belt	Cross-sectional			Design length of belt, L mm
	b mm	h mm	A mm <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; 7100 8000; 9000; 10.000; 11.200; 12.500 14.000; 16.000; 18.000
F	50	30	11,7	6300; 7100; 8000; 9000; 10.000 11.200; 12.500; 14.000; 16.000; 18.000

## Lampiran 14. Bahan untuk poros

**Table A-1 Mechanical Properties of Some Cast Ferrous Materials**

Identification Number or Specification	Modulus of Elast. in Tension, psi	Tensile Strength, ksi	Yield Strength, ksi	Elongation in 2 in., %	Hardness BHN	Endurance Limit ksi	Modulus of Elast. in Compression, psi	Compressive Strength ksi	Shear Strength, ksi	Impact Strength, (Charpy), ft-lb
Gray Cast Irons										
ASTM, Class 20	$12 \times 10^6$	20	—	—	160	10	—	95	32	55
ASTM, Class 25	$13 \times 10^6$	25	—	—	165	12.5	—	100	37	55
ASTM, Class 30	$15 \times 10^6$	30	—	—	195	14.5	—	115	44	60
ASTM, Class 40	$17 \times 10^6$	40	—	—	220	19	—	143	57	70
ASTM, Class 50	$19 \times 10^6$	50	—	—	238	22	—	150	65	80
ASTM, Class 60	$20 \times 10^6$	60	—	—	260	24	—	170	72	115
Malleable Cast Irons										
32510 (ASTM A47)	$25 \times 10^6$	50	32.5	10	133	28	$25 \times 10^6$	208	47	16.5
35018 (ASTM A47)	$25 \times 10^6$	53	35	18	133	31	$25 \times 10^6$	220	51	16.5
45010 (ASTM A220)	$26 \times 10^6$	65	45	10	185	32	$23.2 \times 10^6$	242	49	14
50007 (ASTM A220)	$26.5 \times 10^6$	75	50	7	204	37	$23.2 \times 10^6$	242	75	14
60003 (ASTM A220)	$27 \times 10^6$	80	60	3	226	39	$23.2 \times 10^6$	242	80	14
80002 (ASTM A220)	$27 \times 10^6$	100	80	2	255	40	$23.2 \times 10^6$	242	100	14
Nodular or Ductile Cast Irons										
60-40-18 (ASTM) or 60-45-12 (A536)	$23.5 \times 10^6$	70	52.5	10-25	178	35	—	140	—	—
( " )	$23.5 \times 10^6$	100	67.5	3-10	217	50	—	200	—	—
80-55-06 ( " )	$23.5 \times 10^6$	110	72.5	6-10	257	55	—	220	—	—
100-70-03* ( " )	$23.5 \times 10^6$	135	108	2-7	283	63	—	270	—	—
120-90-02* ( " )	$18.5 \times 10^6$	73	40	7-40	170	37	—	146	—	—
Heat Resistant										

• 1 (continued)

#### Lampiran 14. Spesifikasi Motor

<b>P.O.N0.JGL-SU1705</b>	
Type	A-YL-71M2-4
Speed	1330 RPM
Output	0.37 kW 0.5 HP
Voltage	220 V
Frequency	50Hz
Insulation	CLASS F
Protection	IP54
Mounting	B3
Gross Weight	7.5 KGS