

**PROYEK AKHIR - VM191879**

# **RANCANG BANGUN MESIN PENGUPAS KULIT BIJI ALE DENGAN KAPASITAS PENGUPASAN 30 KG**

**AGENG PANGESTU**

NRP. 10211710013002

Dosen Pembimbing

**Ir. Suhariyanto, M.Sc**

19620424 198903 1 005

**Ir. Nur Husodo, M.S.**

19610421 198701 1 001

DEPARTEMEN TEKNIK MESIN INDUSTRI

FAKULTAS VOKASI

INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER

SURABAYA

2022





**PROYEK AKHIR - VM 191879**

# **RANCANG BANGUN MESIN PENGUPAS KULIT BIJI ALE DENGAN KAPASITAS PENGUPASAN 30 KG**

**AGENG PANGESTU**

NRP. 10211710013002

Dosen Pembimbing

**Ir. Suhariyanto, M.Sc**

NIP. 19620424 198903 1 005

**Ir. Nur Husodo, M.S.**

NIP. 19610421 198701 1 001

Departemen Teknik Mesin Industri  
Fakultas Vokasi  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember  
Surabaya  
2022





**FINAL PROJECT - VM 191879**

**DESIGN AND BUILT OF ALE SEED'S EPIDERMIS PEELER  
MACHINE WITH PEELER'S CAPACITY 30 KG**

**AGENG PANGESTU**

**NRP. 10211710013002**

**ADVISOR**

**Ir. Suhariyanto, M.Sc**

**NIP. 19620424 198903 1 005**

**Ir. Nur Husodo, M.S.**

**NIP. 19610421 198701 1 001**

**Department of Industrial Mechanical Engineering**

**Faculty of Vocational**

**Sepuluh Nopember Institute of Technology**

**Surabaya**

**2022**

## HALAMAN PENGESAHAN

### RANCANG BANGUN MESIN PENGUPAS KULIT BIJI ALE DENGAN KAPASITAS PENGUPASAN 30 KG

#### PROYEK AKHIR

Diajukan untuk memenuhi salah satu syarat  
memperoleh gelar Sarjana Terapan Teknik (S.Tr,T) pada  
Program Studi Sarjana Terapan Teknologi Rekayasa Konversi Energi  
Departemen Teknik Mesin Industri  
Fakultas Vokasi  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh : **AGENG PANGESTU**  
**NRP. 10211710013002**

Disetujui oleh Pembimbing Proyek Akhir :


Pembimbing :

1. **Ir. Suhariyanto, M.Sc.**  
NIP. 19620424 198903 1 005
2. **Ir. Nur Husodo, M.S.**  
NIP. 19610421 198701 1 001
3. **Dr. Atria Pradityana, S.T., M.T.**  
NIP. 19851124 200912 2 008
4. **Rivai Wardhani, S.T., M.T.**  
NIP. 19810722 200912 1 004







**Penguji :**  


SURABAYA  
Juni, 2022

## **RANCANG BANGUN MESIN PENGUPAS KULIT BIJI ALE DENGAN KAPASITAS PENGUPASAN 30 KG**

**Nama Mahasiswa** : Ageng Pangestu  
**NRP** : 10211710013002  
**Departemen** : Teknik Mesin Industri FV – ITS  
**Dosen Pembimbing** : Ir. Suhariyanto, M.Sc., Ir. Nur Husodo,  
M.S.

### **ABSTRAK**

*Penduduk di Indonesia mencapai  $\pm$  270.200.000 orang sesuai data Badan Pusat Statistik (BPS) pada sensus penduduk tahun 2020. Kebutuhan pangan di Indonesia semakin meningkat dengan adanya pertumbuhan penduduk di Indonesia, kebutuhan pangan masyarakat Indonesia terdiri dari kebutuhan pangan berupa lauk pauk, nasi, dan sayuran.*

*Masyarakat di Indonesia biasanya mengkonsumsi berbagai sayuran salah satunya adalah sayur kecambah ale. Ale dipasok dari daerah Banyuwangi dan Nusa Tenggara Timur (NTT) di hutan liar, harga beli ale yang dipasok dari kedua wilayah tersebut sebesar Rp. 5.000/kg, ale dalam bentuk kecambah dapat dijual dengan harga (Rp. 6.000 – Rp. 8.000)/kg dan dipasarkan di daerah Surabaya, Sidoarjo, Gresik, Kediri, dan Semarang.*

*Mesin pengupas kulit biji ale kapasitas pengupasan 30 kg dirancang untuk mengupas biji ale sebesar 30 kg dalam satu kali proses, hasil perencanaan teoritis dihasilkan daya motor penggerak sebesar 5,73 HP dan digunakan motor diesel 8 HP, menggunakan V-grooved belt & pulley dengan Tipe A, material poros menggunakan baja ST 70 dengan diameter minimal 15,44 mm digunakan diameter 40 mm, menggunakan bearing UCP 208, pasak dengan material ST 40 dengan dimensi ( $p \times l \times t = 15 \text{ mm} \times 10 \text{ mm} \times 6,667 \text{ mm}$ ), dan menghasilkan kapasitas 132,453 kg/jam.*

**Kata Kunci** : Ale, Mesin Pengupas Kulit Biji Ale Kapasitas Pengupasan 30 kg,  
Elemen Mesin





## **DESIGN AND BUILT OF ALE SEED'S EPIDERMIS PEELER MACHINE WITH PEELER'S CAPACITY 30 KG**

**Student Name** : Ageng Pangestu  
**NRP** : 10211710013002  
**Department** : Teknik Mesin Industri FV – ITS  
**Conselor Lecturer** : Ir. Suhariyanto, M.Sc., Ir. Nur Husodo,  
M.S.

### **ABSTRACT**

*The population in Indonesia reaches 270,200,000 people according to data from the Central Statistics Agency (BPS) in the 2020 population census. Food needs in Indonesia are increasing with population growth in Indonesia, the food needs of the Indonesian people consist of food needs in the form of side dishes, rice, and vegetables.*

*People in Indonesia usually consume a variety of vegetables, one of which is ale sprouts. Ale is supplied from the Banyuwangi and East Nusa Tenggara (NTT) areas in wild forests, the purchase price of ale supplied from these two areas is Rp. 5,000/kg, ale in the form of sprouts can be sold at a price (Rp. 6,000 – Rp. 8,000)/kg and is marketed in Surabaya, Sidoarjo, Gresik, Kediri, and Semarang areas.*

*Ale seed peeler machine with a capacity of 30 kg is designed to peel 30 kg of ale seeds in one process, the theoretical planning results produce a driving motor power of 5.73 HP and an 8 HP diesel motor is used, using a V-grooved belt & pulley with Type A, the shaft material is ST 70 with a minimum diameter of 15.44 mm, a diameter of 40 mm is used, using UCP 208 bearings, the keys are made from ST 40 material with dimensions ( $w \times l \times h = 15 \text{ mm} \times 10 \text{ mm} \times 6,667 \text{ mm}$ ), and the ale seed peeler's machine capacity is 132.453 kg/hour.*

**Keywords** : *Ale, Ale Epidermis Peeler Machine 30 KG Peeling Capacity, Machine Element*

## **KATA PENGANTAR**

Dengan menyebut nama Tuhan Yang Maha Pengasih lagi Maha Penyayang, Syukur Proyek Akhir yang berjudul “Rancang Bangun Mesin Pengupas Kulit Biji Ale Kapasitas Pengupasan 30 kg” dapat terselesaikan. Proyek akhir ini merupakan salah satu syarat untuk memperoleh gelar Sarjana Terapan Teknik pada program Sarjana Terapan Departemen Teknik Mesin Industri Fakultas Vokasi Institut Teknologi Sepuluh Nopember. Penelitian ini tidak akan dapat selesai tanpa bantuan dari semua pihak. Peneliti ucapkan terima kasih untuk itu. Terima kasih kepada :

1. Kedua orang tua tercinta yang mendoakan dan memberi dukungan.
2. Bapak Dr. Ir. Heru Mirmanto, MT., sebagai Kepala Departemen Teknik Mesin Industri, Fakultas Vokasi-ITS.
3. Bapak Ir. Suhariyanto, M.Sc, sebagai Dosen Pembimbing Pertama Proyek Akhir.
4. Bapak Ir. Nur Husodo, M.S., sebagai Dosen Pembimbing Kedua Proyek Akhir.
5. Bapak Rivai Wardhani, S.T., M.T. dan Ibu Dr. Atria Pradityana, S.T., M.T., sebagai Dosen Penguji Proyek Akhir.
6. Bapak Ir. Suhariyanto, M.Sc., sebagai Dosen Wali selama saya kuliah.
7. Ibu Dr. Atria Pradityana, ST., MT., sebagai Koordinator Program Studi (Prodi).
8. Seluruh Dosen Departemen Teknik Mesin Industri, Fakultas Vokasi-ITS.
9. Semua pihak yang membantu dalam menyelesaikan Laporan Proyek Akhir.

Laporan Proyek Akhir masih jauh dari sempurna, dengan kerendahan hati kami mohon kritik dan saran yang sifatnya konstruktif guna penyempurnaan laporan ini.

Surabaya, 5 Juli 2022

Penulis

## DAFTAR ISI

DAFTAR ISI.....	i
DAFTAR GAMBAR .....	v
DAFTAR TABEL.....	vi
DAFTAR SIMBOL.....	1
BAB I.....	2
PENDAHULUAN .....	2
1.1 Latar Belakang .....	2
1.2 Perumusan Masalah.....	3
1.3 Batasan Masalah.....	3
1.4 Tujuan Penelitian.....	4
1.5 Manfaat Penelitian.....	4
1.6 Sistematika Penulisan.....	5
BAB II TINJAUAN PUSTAKA.....	6
2.1 Penelitian Terdahulu.....	6
2.1.1 Mesin Pengupas Biji Kopi .....	6
2.1.2 Mesin Pengupas Kulit Kacang Hijau.....	7
2.2 Produksi Ale .....	8
2.2.1 Proses Panen Ale .....	8
2.2.2 Proses Pengupasan Ale .....	9
2.2.3 Proses Pembuatan Ale .....	9
2.3 Sayuran Ale .....	11
2.3 <i>Belt &amp; Pulley</i> .....	11
2.3.1 Perencanaan Daya <i>Belt &amp; Pulley</i> .....	12
2.3.2 Pemilihan Tipe <i>Belt</i> .....	13
2.3.3 Penentuan Panjang <i>Belt</i> .....	14
2.3.4 Kecepatan Keliling <i>Belt</i> .....	15
2.3.5 Jumlah Putaran pada <i>Belt &amp; Pulley</i> .....	15

2.3.6 Sudut Kontak ( <i>Angle of Wrap</i> ).....	15
2.3.7 Gaya Tarik pada <i>Belt</i> .....	16
2.3.8 Perhitungan Jumlah <i>Belt</i> .....	17
2.3.9 Tegangan Maksimum pada <i>Belt</i> .....	18
2.3.10 Perhitungan Umur <i>Belt</i> .....	20
2.3.11 Penentuan Diameter dan Dimensi <i>Pulley</i> .....	20
2.4 Poros ( <i>Shaft</i> ) .....	21
2.4.1 Penentuan Material Poros ( <i>Shaft</i> ).....	22
2.4.2 Momen Bending pada Poros ( <i>Shaft</i> ) .....	23
2.4.3 Poros dengan Momen Bending dan Puntir yang Konstan.....	24
2.4.4 Perhitungan Diameter Minimal Poros yang diizinkan .....	24
2.5 Bantalan ( <i>Bearing</i> ).....	25
2.5.1 Gaya Radial pada Bantalan ( <i>Bearing</i> ).....	25
2.5.2 Beban Ekuivalen pada Bantalan ( <i>Bearing</i> ) .....	25
2.5.3 Perhitungan Umur Bantalan ( <i>Bearing</i> ) .....	27
2.6 Pasak .....	28
2.6.1 Gaya yang Bekerja pada Pasak .....	28
2.6.2 Perhitungan Panjang Minimal Pasak berdasarkan Tinjauan Tegangan Geser ( <i>Shear Stress</i> ).....	29
2.6.3 Perhitungan Panjang Minimal Pasak berdasarkan Tinjauan Tegangan Kompresi ( <i>Compressive Stress</i> ).....	29
BAB III METODOLOGI PENELITIAN .....	31
3.1 Diagram Alir ( <i>Flowchart</i> ) Penelitian.....	31
3.2 Hasil Desain Mesin Pengupas Kulit Biji Ale.....	34
BAB IV .....	36
HASIL DAN PEMBAHASAN .....	36
4.1 Perhitungan Gaya dan Daya Mesin Pengupas Kulit Biji Ale .....	36
4.1.1 Perhitungan Daya Mesin Pengupas Kulit Biji Ale.....	37

4.2 Perhitungan <i>Belt &amp; Pulley</i> .....	38
4.2.1 Menghitung Daya Desain ( $P_d$ ).....	39
4.2.2 Menentukan Diameter <i>Pulley</i> 1 dan Diameter <i>Pulley</i> 2 .....	39
4.2.3 Menentukan Jenis dan Tipe <i>Belt</i> .....	40
4.2.4 Menentukan Gaya Keliling Rata-rata .....	41
4.2.5 Memilih Tipe <i>V-Belt</i> .....	41
4.2.6 Menghitung Panjang <i>Belt</i> ( $L$ ).....	42
4.2.7 Menghitung Gaya Efektif ( $F_e$ ), Gaya Tarik ( $F_1$ ) dan Gaya Kendur ( $F_2$ ) .....	42
4.2.8 Daya yang memungkinkan yang dapat ditransmisikan <i>belt</i> ( $P_o$ ).....	44
4.2.9 Jumlah <i>Belt</i> yang digunakan ( $Z$ ) .....	45
4.2.10 Perhitungan Tegangan Maksimal pada <i>Belt</i> ( $\sigma_{max}$ ) .....	45
4.2.11 Perhitungan Umur <i>Belt</i> ( $H$ ).....	46
4.3 Perhitungan Poros Mesin Pengupas Kulit Biji Ale .....	47
4.3.1 <i>Free Body Diagram</i> (FBD) Poros Mesin Pengupas Kulit Biji Ale .....	47
4.3.2 Reaksi Tumpuan pada Bidang XY .....	49
4.3.3 Reaksi Tumpuan pada Bidang XZ.....	50
4.3.4 Analisa Potongan pada Bidang XY .....	51
4.3.5 Analisa Potongan pada Bidang XZ.....	53
4.3.6 Diagram Gaya dan Momen.....	56
4.3.7 Momen <i>Bending</i> Total pada Poros.....	59
4.3.8 Diameter Minimal Poros yang diijinkan.....	59
4.4 Perhitungan Bantalan ( <i>Bearing</i> ).....	60
4.4.1 Perhitungan Beban Radial Bantalan ( <i>Bearing</i> ).....	60
4.4.2 Perhitungan Beban Ekuivalen Bantalan ( <i>Bearing</i> ).....	60
4.4.3 Perhitungan <i>Basic Dynamic Load Rating</i> ( $C$ ).....	61

4.4.4 Penentuan Bantalan ( <i>Bearing</i> ) .....	62
4.5 Perhitungan Pasak ( <i>Keys</i> ) .....	63
4.5.1 Perhitungan Lebar dan Tinggi Pasak .....	64
4.5.2 Perhitungan Panjang Minimal Pasak yang Diijinkan ( <i>L</i> ).....	64
4.6 Pengujian Kapasitas Mesin Pengupas Kulit Biji Ale.....	65
BAB V_PENUTUP .....	67
5.1 Kesimpulan .....	67
5.2 Saran .....	68
BIODATA PENULIS .....	82

## DAFTAR GAMBAR

Gambar 2. 1 Gambar 3D Mesin Pengupas Biji Kopi.....	7
Gambar 2. 2 Gambar 3D Mesin Pengupas Kulit Kacang Hijau .....	8
Gambar 2. 3 Proses Panen Ale.....	8
Gambar 2. 4 Proses Pengupasan Ale.....	9
Gambar 2. 5 Proses Perendaman Biji Ale.....	9
Gambar 2. 6 Biji Ale yang sudah Berkembang.....	10
Gambar 2. 7 Proses Penyemaian Biji Ale .....	10
Gambar 2. 8 Hasil Panen Kecambah Ale.....	10
Gambar 2. 9 (a) Ale (b) Biji Ale .....	11
Gambar 2. 10 (a) Jenis-jenis Belt (b) Tipe Penampang Belt.....	12
Gambar 2. 11 Grafik Pemilihan V-Belt .....	13
Gambar 2. 12 Ukuran pada Belt & Pulley .....	14
Gambar 2. 13 Sudut Kontak (Angle of Wrap) pada Belt & Pulley.....	16
Gambar 2. 14 Dimensi Pulley .....	21
Gambar 2. 15 Gaya yang terjadi pada Pasak .....	28
Gambar 3. 1 Diagram Alir (Flowchart) Penelitian .....	32
Gambar 3. 2 Gambar Orthogonal atau 3D Mesin Pengupas Kulit Biji Ale.....	35
Gambar 3. 3 Gambar 2D Mesin Pengupas Kulit Biji Ale	<b>Error! Bookmark not defined.</b>

## DAFTAR TABEL

Tabel 2. 1 Faktor Koreksi ( $f_c$ ).....	12
Tabel 2. 2 Dimensi V-Belt.....	13
Tabel 2. 3 Koefisien Gesek ( $f$ ) antara Belt & Pulley.....	16
Tabel 2. 4 Faktor Koreksi Daya ( $K_o$ ).....	17
Tabel 2. 5 Bahan Baja Paduan untuk Poros (Shaft) .....	23
Tabel 2. 6 Konstanta Kondisi Beban ( $F_s$ ).....	27







## DAFTAR SIMBOL

$Q$	: Kapasitas Pengupasan
$\rho$	: Massa Jenis Material
$n$	: Putaran Poros
$T$	: Torsi
$D_p$	: Diameter Poros
$M_b$	: Momen Bending
$M_t$	: Momen Torsi
$\sigma_{yps}$	: <i>Tensile Yield Strength</i>
$P$	: Daya
$P_{des}$	: Daya Desain ( <i>Design Power</i> )
$N$	: <i>Safety Factor</i>
$F_e$	: Gaya Efektif <i>Belt</i>
$H$	: Umur <i>Belt</i>

# BAB I

## PENDAHULUAN

### 1.1 Latar Belakang

Penduduk di Indonesia mencapai  $\pm 270.200.000$  orang sesuai data Badan Pusat Statistik (BPS) pada sensus penduduk tahun 2020 (*sumber : bps.go.id*) dan dipastikan terus meningkat setiap tahunnya karena angka kelahiran lebih tinggi daripada angka kematian (*mortality*). Kebutuhan pangan di Indonesia semakin meningkat dengan adanya pertumbuhan penduduk di Indonesia yang semakin tinggi, kebutuhan pangan masyarakat Indonesia terdiri dari kebutuhan pangan berupa lauk pauk, nasi, dan sayuran.

Sayuran yang biasanya dikonsumsi masyarakat di Indonesia, seperti wortel, kol, terong, kacang panjang, petai, ale dan lain sebagainya. Dari beberapa sayuran tersebut, permintaan pasar yang lebih tinggi adalah sayur ale. Ale dimanfaatkan sebagai sayuran karena memiliki kandungan protein tinggi, bahan campuran sayur lodeh, lalapan, sambal, pecel dan masakan lainnya.

Proses budidaya ale dilakukan dengan cara bahan biji ale diunduh dari pohon biji ale, kemudian dikeringkan untuk mengurangi kandungan air, kemudian dilakukan proses pengupasan untuk memisahkan antara biji dan kulit ale, setelah itu direndam dengan air selama sehari dan disiam selama empat hari dengan media keranjang.

Penulis memiliki wirausaha atau bisnis di bidang pertanian budidaya ale yang dipasok dari daerah Banyuwangi dan Nusa Tenggara Timur (NTT) di hutan liar dengan jumlah dengan permintaan kecambah ale sangat besar dipasaran, harga beli ale yang dipasok dari kedua wilayah tersebut sebesar Rp. 5.000/kg. Oleh karena itu, dengan permintaan kecambah ale sangat banyak dipasaran, penulis memiliki inovasi dalam pembuatan mesin pengupas bahan biji ale untuk mempercepat proses produksi ale dan memenuhi kebutuhan pasar. Produk ale yang sudah jadi dalam bentuk kecambah dapat dijual dengan harga (Rp. 6.000 – Rp. 8.000)/kg dan dipasarkan di daerah Surabaya, Sidoarjo, Gresik, Kediri, dan Semarang.

Selama ini, cara mengupas biji ale dilakukan secara manual sehingga prosesnya lama, kurang efektif, tidak higienis dan produksi yang dihasilkan rendah. Padahal, permintaan (*demand*) pasar sangat tinggi sebesar 1800 kg per hari untuk konsumsi sayuran ale sehingga dibutuhkan mesin pengupas kulit biji ale kapasitas 30 kg.

## 1.2 Perumusan Masalah

Adanya beberapa latar belakang diatas berkaitan dengan penelitian proyek akhir ini, maka muncul perumusan masalah sebagai berikut :

1. Bagaimana penentuan gaya dan daya pada mesin pengupas kulit biji ale kapasitas pengupasan 30 kg ?
2. Bagaimana perencanaan dan perhitungan elemen mesin, yaitu *belt & pulley*, poros (*shaft*), bantalan (*bearing*), dan pasak (*keys*) pada mesin pengupas kulit biji ale kapasitas pengupasan 30 kg ?
3. Berapa daya motor penggerak yang digunakan pada mesin pengupas kulit biji ale kapasitas pengupasan 30 kg ?

## 1.3 Batasan Masalah

Agar pembahasan pada penelitian proyek akhir ini tidak meluas, maka penulis membuat beberapa batasan masalah sebagai berikut :

1. Pembahasan perhitungan pada komponen-komponen elemen mesin, seperti poros, *belt & pulley*, pasak, dan bantalan (*bearing*)
2. Menggunakan *software Computer Aided Drawing (CAD)* dalam perancangan desain mesin
3. Tidak membahas perhitungan sambungan las pada kerangka mesin
4. Tidak membahas getaran atau vibrasi yang terjadi pada kerangka mesin
5. Tidak membahas biaya (*cost*) pembuatan mesin
6. Motor penggerak menggunakan motor diesel untuk menggerakkan mesin pengupas biji ale

#### **1.4 Tujuan Penelitian**

Adapun tujuan penelitian proyek akhir yang diinginkan penulis, sebagai berikut :

1. Mengetahui penentuan gaya dan daya pada mesin pengupas kulit biji ale kapasitas pengupasan 30 kg.
2. Menentukan tipe, panjang, dan umur *belt*; ukuran *pulley*; diameter minimal poros (*shaft*) yang diizinkan dan jenis material poros (*shaft*); jenis *bearing* sesuai standar nomor seri dan umur *bearing*; dimensi pasak dan jenis material pasak.
3. Mengetahui perhitungan daya yang dibutuhkan untuk menggerakkan mesin pengupas kulit biji ale kapasitas pengupasan 30 kg.

#### **1.5 Manfaat Penelitian**

Manfaat dari penelitian proyek akhir tentang rancang bangun mesin pengupas kulit biji ale kapasitas pengupasan 30 kg adalah :

1. Mahasiswa mengetahui proses manufaktur pembuatan komponen-komponen (*part*) pada mesin pengupas biji ale kapasitas pengupasan 30 kg.
2. Mahasiswa mengetahui perhitungan yang berkaitan dengan elemen mesin, seperti poros (*shaft*), *belt & pulley*, bantalan (*bearing*), dan pasak pada komponen penyusun mesin pengupas biji ale kapasitas pengupasan 30 kg.
3. Mahasiswa mampu mendesain perancangan mesin menggunakan *software Computer Aided Drawing (CAD)*
4. Mahasiswa mampu menghitung kebutuhan daya, untuk menentukan kebutuhan spesifikasi motor diesel sesuai ketersediaan di pasaran sebagai penggerak utama mesin pengupas biji ale kapasitas pengupasan 30 kg.
5. Menumbuhkan jiwa *entrepreneurship* (kewirausahaan) pada kalangan muda untuk meningkatkan perekonomian
6. Membuka lapangan pekerjaan baru agar meningkatkan perekonomian masyarakat setempat

## **1.6 Sistematika Penulisan**

Sistematika penulisan proposal proyek akhir ini dibagi menjadi beberapa bab, agar hasil pemikiran dari penulis dapat dipahami oleh pembaca. Maka sistematika penulisan proposal proyek akhir, antara lain :

### **BAB I PENDAHULUAN**

Pada bab ini menjelaskan secara singkat latar belakang penelitian, rumusan masalah, batasan masalah, tujuan penelitian, manfaat penelitian, dan sistematika penulisan proposal proyek akhir.

### **BAB II TINJAUAN PUSTAKA**

Pada bab ini menjelaskan dasar teori tentang kajian pustaka dari beberapa penelitian yang telah dilakukan sebelumnya menjelaskan proses pengupasan bahan baku berbentuk sayuran, prinsip kerja mesin pencetak pelet ikan terapung sesuai dengan proses pembuatan pelet yang dibagi menjadi menghaluskan bahan baku (*raw material*) menjadi tepung, mencampur bahan baku berbentuk tepung, dan mencetak pelet, menjelaskan komponen (*part*) dan jenis-jenis komponen (*part*) pada mesin pengupas kulit biji ale kapasitas pengupasan 30 kg, teori dasar pemesinan, dan perhitungan perancangan mesin berkaitan dengan elemen mesin yang menunjang penelitian proyek akhir.

### **BAB III METODOLOGI PENELITIAN**

Pada bab ini menjelaskan prosedur kegiatan proyek akhir dari tahap awal hingga akhir yang disajikan dalam bentuk diagram alir (*flowchart*). Serta pengumpulan data yang dibutuhkan, spesifikasi alat, simulasi atau pengujian hasil desain sesuai dengan dimensi yang ditentukan, dan penentuan komponen atau material sesuai yang tersedia dipasaran.

### **BAB IV JADWAL RENCANA Pengerjaan Proyek Akhir**

Pada bab ini melampirkan tabel dalam bentuk *gant chart* untuk menentukan waktu pengerjaan proyek akhir sesuai *timeline* yang ditentukan dan mempermudah penulis dalam membuat mesin pengupas biji ale kapasitas pengupasan 30 kg secara sistematis sesuai dengan waktu yang ditentukan.

## **BAB II**

### **TINJAUAN PUSTAKA**

Pada bab ini membahas tentang penelitian terdahulu untuk literatur dan referensi proses pembuatan mesin pengupas sebagai Teknologi Tepat Guna (TTG) yang dapat diimplementasikan di lingkungan masyarakat. Sekaligus membahas teori tentang elemen mesin yang diperlukan untuk menunjang bab hasil dan pembahasan.

#### **2.1 Penelitian Terdahulu**

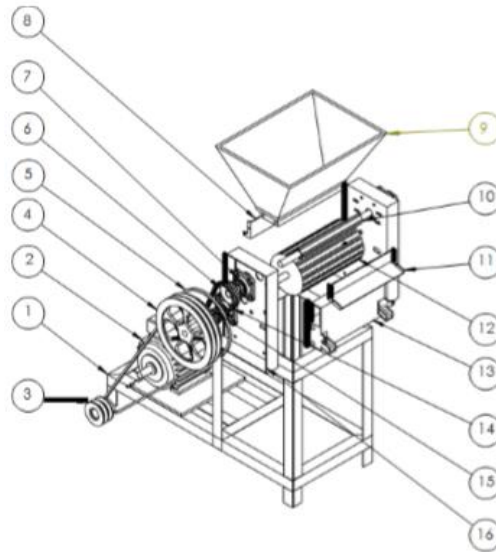
Pada subbab ini, penulis melampirkan literatur dari beberapa penelitian terdahulu yang berkaitan dengan rancang bangun mesin Teknologi Tepat Guna (TTG) yang direalisasikan dan diimplementasikan sesuai kebutuhan masyarakat untuk mempermudah pekerjaan. Pada penelitian kali ini, membahas tentang rancang bangun mesin pengupas biji ale kapasitas pengupasan 30 kg untuk sekali proses dengan penambahan inovasi berupa penambahan kipas atau blower untuk memisahkan antara kulit biji ale dengan biji ale, diharapkan agar hasil biji ale terpisah secara sempurna. Inovasi lainnya berupa dimensi dari mesin pengupas biji ale yang diperbesar sehingga mampu memproduksi biji ale lebih banyak. Berikut ini beberapa hasil penelitian terdahulu sebagai literatur dari penelitian proyek akhir terkait mesin pengupas biji ale :

##### **2.1.1 Mesin Pengupas Biji Kopi**

Penelitian yang dilakukan oleh M. Nur Kholis dan Abdul Majid mahasiswa Institut Teknologi Sepuluh Nopember pada tahun 2017 berjudul “*Rancang Bangun Mesin Pengupas Biji Kopi dengan Kapasitas 60 KG/Jam*”. Mesin Pengupas Kulit Biji Kopi dimanfaatkan oleh para petani di wilayah Wlingi, Jombang. Proses pengupasan kulit biji kopi dilakukan dengan cara memasukkan biji kopi melewati *hopper*, kemudian masuk kedalam *grinder* atau poros pengupas untuk kulit biji kopi yang berbentuk seperti *gear*. Setelah itu, biji kopi yang sudah terpisah dari kulitnya keluar melewati lubang *output* sehingga dapat dikumpulkan pada bak atau karung untuk dilakukan proses selanjutnya. Penggerak yang digunakan berupa motor listrik



dengan daya motor sebesar 1 HP atau 0,75 kW. Berikut ini desain mesin pengupas biji kopi oleh penulis :



Gambar 2.1 Gambar 3D Mesin Pengupas Biji Kopi

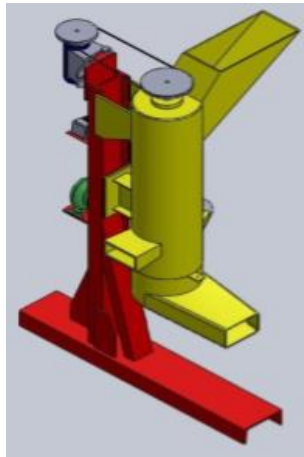
Berikut ini merupakan komponen-komponen pada mesin pengupas biji kopi, hasil desain peneliti :

- |                         |                              |
|-------------------------|------------------------------|
| 1. Rangka Utama         | 9. <i>Hopper</i>             |
| 2. Motor Listrik AC     | 10. Poros ( <i>Shaft</i> ) 1 |
| 3. <i>Pulley Driver</i> | 11. <i>Dumper</i> Belakang   |
| 4. <i>Pulley Driven</i> | 12. Poros ( <i>Shaft</i> ) 2 |
| 5. <i>Belt</i>          | 13. <i>Dumper Out</i>        |
| 6. <i>Spur Gear</i> 1   | 14. Rantai ( <i>Chain</i> )  |
| 7. <i>Bearing</i> F 204 | 15. <i>Spur Gear</i> 1       |
| 8. <i>Dumper</i> Depan  | 16. <i>Base Frame</i>        |

### 2.1.2 Mesin Pengupas Kulit Kacang Hijau

Penelitian yang dilakukan oleh Choirul Anam mahasiswa Institut Teknologi Sepuluh Nopember pada tahun 2017 berjudul “*Perencanaan Daya dan Perhitungan Bantalan / Bearing pada Mesin Pengupas Kulit Kacang Hijau*”, kesimpulan pada penelitian ini yaitu Mesin pengupas kulit kacang hijau dibuat vertikal dengan 1

buah porous dan 10 buah batang pengupas yang ditransmisikan oleh V-belt dan pulley menggunakan motor listrik yang berfungsi mengupas kacang hijau untuk memisahkan biji dengan kulitnya. Pada penelitian ini, menggunakan motor listrik sebagai penggerak utama mesin pengupas kulit kacang hijau dengan daya motor listrik sebesar 0,5 HP dengan putaran motor listrik sebesar 925 rpm.



Gambar 2.2 Gambar 3D Mesin Pengupas Kulit Kacang Hijau

## 2.2 Produksi Ale

Pada subbab ini, menjelaskan tentang produksi sayuran ale dari bahan baku menjadi sayur ale yang siap didistribusikan :

### 2.2.1 Proses Panen Ale

Bahan biji ale dipanen pada bulan Agustus sampai bulan Oktober atau kurang lebih proses panen dilakukan selama tiga bulan. Bahan biji yang sudah jatuh sendiri dari pohonnya dikumpulkan dan diproses tahap berikutnya. Berikut ini merupakan gambar proses panen bahan biji ale.



Gambar 2.3 Proses Panen Ale

### 2.2.2 Proses Pengupasan Ale

Ale yang sudah dikumpulkan oleh masyarakat setempat, proses selanjutnya dilakukan pengupasan secara manual untuk memisahkan antara kulit ale dengan biji ale. Berikut ini merupakan gambar proses pengupasan bahan biji ale yang sudah dikumpulkan oleh masyarakat setempat.



Gambar 2.4 Proses Pengupasan Ale

### 2.2.3 Proses Pembuatan Ale

Proses pembuatan ale dilakukan dengan beberapa tahapan sebagai berikut :

- a. Biji Ale direndam menggunakan air agar berkembang untuk disemai pada media keranjang



Gambar 2. 5 Proses Perendaman Biji Ale

- b. Setelah biji ale direndam, maka selanjutnya dilakukan proses penyortiran antara biji ale yang sudah berkembang dan belum berkembang



Gambar 2.6 Biji Ale yang sudah Berkembang

- c. Biji ale yang sudah berkembang, diletakkan pada media keranjang untuk disemai selama empat hari dan disirami sehari dua kali, pada pagi hari dan sore hari



Gambar 2.7 Proses Penyemaian Biji Ale

- d. Setelah disemai selama empat hari, kecambah ale sudah siap dipanen dan dapat didistribusikan ke pasar



Gambar 2.8 Hasil Panen Kecambah Ale

### 2.3 Sayuran Ale

Ale dibiakkan dari biji pohon klampis (*Acacia Tomentosa*) yang banyak ditemukan di daerah sabana, hutan jati, dan daerah dengan iklim tropis. Sayuran ale merupakan biji ale yang tumbuh setelah proses perendaman dan penyemaian selama empat hari dalam bentuk kecambah. Kecambah ale memiliki kandungan gizi yang banyak, setiap 100 gram kecambah ale mengandung 0,5 gr lemak, 4,4 gr protein, 3,8 gr karbohidrat, dan 2 mg *natrium* (sumber : *Kementrian Kesehatan / Kemenkes RI (TKPI)*). Kandungan protein nabati pada ale cukup tinggi karena setiap 100 gr ale memiliki kandungan protein nabati sebesar 4,4 gr, protein sendiri dibutuhkan oleh tubuh untuk proses pertumbuhan dan perkembangan, khususnya dapat dikonsumsi oleh anak-anak atau balita. Berikut ini merupakan produk ale berbentuk kecambah dan bahan biji ale sebelum dilakukan proses pengupasan



(a)



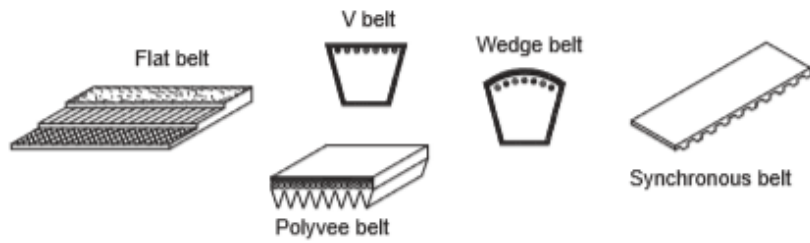
(b)

Gambar 2.9 (a) Ale (b) Biji Ale

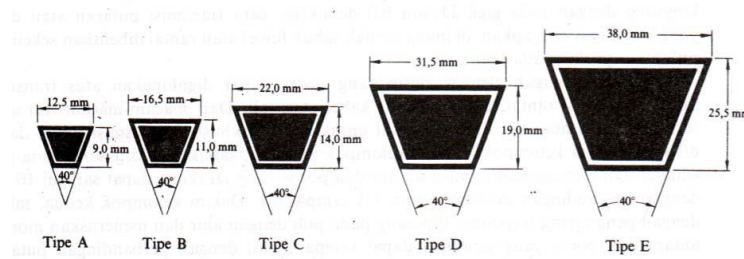
(Sumber : *Dokumen Pribadi*)

### 2.3 Belt & Pulley

*Belt & Pulley* merupakan komponen elemen mesin untuk memindahkan daya dari putaran poros (*shaft*), putaran poros ditransmisikan dengan *belt* yang memiliki sifat elastis atau fleksibel. Pemilihan *belt* biasanya dilakukan setelah melihat gambar mesin yang akan dibuat. *V-belt* sendiri memiliki beberapa tipe yaitu A, B, C, D, E, F, dan lain sebagainya.



(a)



(b)

Gambar 2.10 (a) Jenis-jenis Belt (b) Tipe Penampang Belt

### 2.3.1 Perencanaan Daya Belt & Pulley

Agar hasil perencanaan *belt* dikatakan aman, maka besarnya daya dan untuk perencanaan dinaikkan sedikit dari yang ditransmisikan ( $P$ ). maka besarnya daya rencana ( $P_d$ ) dapat dinyatakan dengan rumus sebagai berikut :

$$P_d = f_c \cdot P$$

Keterangan :

- $P_d$  : Daya Rencana (kW)
- $P$  : Daya yang ditransmisikan (kW)
- $f_c$  : Faktor Koreksi

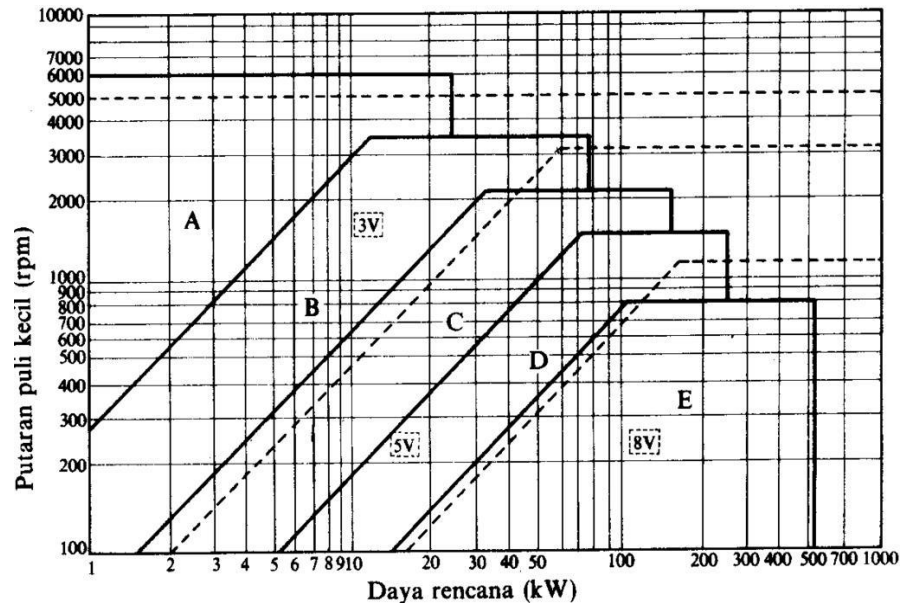
Tabel 2.1 Faktor Koreksi ( $f_c$ )

(Sumber : Sularso, 1994)

Mesin yang digerakkan		Pengerak					
		Momen puntir puncak < 200%			Momen puntir puncak > 200%		
		Motor arus bolak-balik (momen normal, sangkar baling, sinkron), motor arus searah (lilitan shunt)			Motor arus bolak-balik (moment tinggi, fasa tunggal, lilitan seri), motor searah (lilitan kompon, lilitan seri), mesin torak, kopling tak tetap		
		Jumlah jam kerja tiap hari			Jumlah jam kerja tiap hari		
		3-5 jam	8-10 jam	16-24 jam	3-5 jam	8-10 jam	16-24 jam
beban sangat	Pengaduk zat cair, kipas angin, blower (sampai 7,5 kW) pompa sentrifugal, konveyor tugas ringan.	1,0	1,1	1,2	1,2	1,3	1,4
Variable beban kecil	Konveyor sabuk (pasir, batu bara), pengaduk, kipas angin (lebih dari 7,5kW), mesin torak, peluncur, mesin perkakas, mesin pencetak.	1,2	1,3	1,4	1,4	1,5	1,6
Variable beban sedang	Konveyor (ember, sekrup), pompa torak, kompresor, pilingan palu, pengocok, roots-blower, mesin tekstil, mesin kayu	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8
Variable beban hebat	Penghancur, gilingan bola atau batang, pengangkat, mesin pabrik karet (rol, kalender)	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9	2,0

### 2.3.2 Pemilihan Tipe Belt

Setelah mengetahui besarnya daya rencana ( $P_d$ ) dan putaran *pulley* yang kecil, maka dapat diperoleh jenis belt dengan melihat grafik berikut.



Gambar 2.11 Grafik Pemilihan V-Belt

(Sumber : Sularso, 1994)

Setelah jenis belt diketahui, kemudian melihat tabel berikut untuk mengetahui dimensi *belt*, seperti lebar ( $b$ ), tebal ( $h$ ) dan luas ( $A$ ), data ini akan dipakai untuk perhitungan selanjutnya.

Tabel 2.2 Dimensi V-Belt

(Sumber : Sularso, 1994)

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

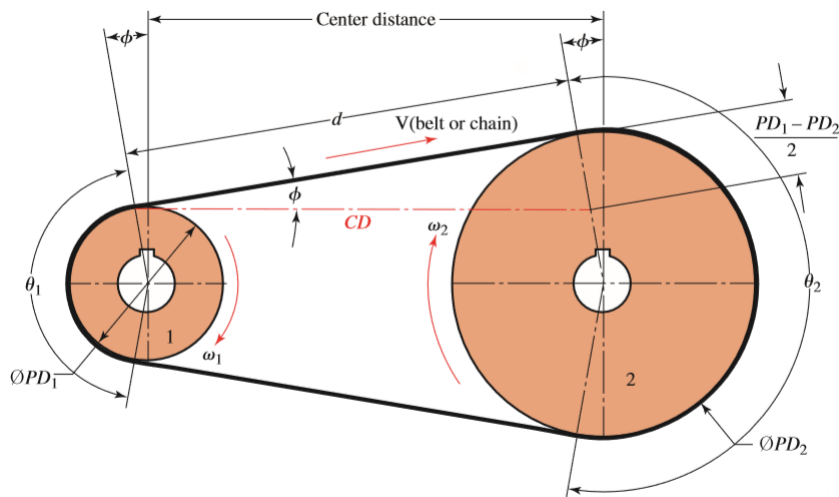
### 2.3.3 Penentuan Panjang Belt

Dalam menentukan panjang belt, penggunaan rumus tergantung pada bentuk hubungan antara belt dengan pulley. Karena pada perencanaan mesin pencetak pelet ini menggunakan tipe *open belt drive*, maka untuk mencari panjang belt dapat digunakan rumus sebagai berikut :

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

Keterangan :

- $L$  : Panjang Belt (mm)
- $d_2$  : Diameter Pulley Penggerak (mm)
- $d_1$  : Diameter Pulley yang Digerakkan (mm)
- $C$  : Jarak Sumbu antar Poros (mm)



Gambar 2.12 Ukuran pada Belt & Pulley

(Sumber : Sularso, 1994)

Setelah mengetahui panjang *belt*, maka jarak kedua sumbu poros dapat dinyatakan dengan rumus dibawah ini :

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

Dimana :

$$b = 2L - \pi(D_2 - D_1)$$

Keterangan :



- $C$  : Jarak Kedua Sumbu Poros (mm)  
 $L$  : Panjang *Belt* (mm)  
 $D_2$  : Diameter *Pulley* yang Digerakkan (mm)  
 $D_1$  : Diameter *Pulley* Penggerak (mm)

#### 2.3.4 Kecepatan Keliling *Belt*

Kecepatan keliling ( $v$ ) juga dapat dihitung dengan menggunakan diameter atau radius keliling *belt* dan putaran *belt*. Berikut ini rumus untuk menghitung kecepatan keliling *belt* :

$$v = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60 \cdot 1000}$$

Keterangan :

- $v$  : Kecepatan Keliling *Belt* (m/s)  
 $d_1$  : Diameter *Pulley* Penggerak (mm)  
 $n_1$  : Putaran *Pulley* Penggerak (rpm)

#### 2.3.5 Jumlah Putaran pada *Belt & Pulley*

Berikut ini adalah rumus yang digunakan untuk menentukan jumlah putaran pada *belt*.

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

Keterangan :

- $U$  : Putaran *Belt* per detik (rps)  
 $L$  : Panjang *Belt* (m)  
 $v$  : Kecepatan Keliling *Belt* (m/s)

#### 2.3.6 Sudut Kontak (*Angle of Wrap*)

Dalam menentukan sudut kontak, penggunaan rumus berdasarkan tipe *belt* yang digunakan. Karena pada perencanaan mesin pencetak pelet ini menggunakan tipe *open belt drive* maka rumus untuk mencari sudut kontak adalah sebagai berikut:

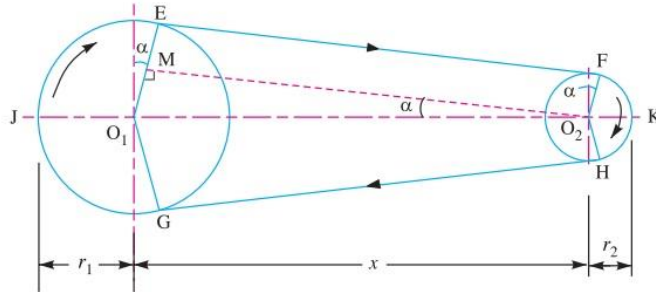
$$\alpha = 180^\circ - \left( \frac{d_2 - d_1}{C} \cdot 60^\circ \right)$$

Keterangan :

- $\alpha$  : Sudut Kontak  
 $d_1$  : Diameter *Pulley* Penggerak (mm)

$d_2$  : Diameter *Pulley* yang digerakkan (mm)

$C$  : Jarak Antar Poros (mm)



Gambar 2.13 Sudut Kontak (*Angle of Wrap*) pada *Belt & Pulley*

### 2.3.7 Gaya Tarik pada *Belt*

*Belt* memiliki dua gaya saat berputar, yaitu gaya disisi tarik ( $F_1$ ) dan gaya disisi kendur ( $F_2$ ). Hubungan antara  $F_1$ ,  $F_2$ , koefisien gesek ( $f$ ) dan sudut kontak ( $\theta$ ) secara analitis fleksibilitas *belt* yang melingkar pada *pulley*, dapat dinyatakan dengan persamaan berikut.

$$F_e = F_1 - F_2$$

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

Keterangan :

$F_e$  : Gaya Tarik Efektif *Belt* (kgf)

$F_1$  : Gaya Tarik *Belt* yang Kencang (kgf)

$F_2$  : Gaya Tarik *Belt* yang Kendur (kgf)

$\alpha$  : Sudut Kontak

$e$  : 2,71

$f$  : Koefisien Gesek antara *Belt & Pulley*

Tabel 2.3 Koefisien Gesek ( $f$ ) antara *Belt & 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	0.50	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

### 2.3.8 Perhitungan Jumlah Belt

Untuk mencari jumlah belt yang akan digunakan dapat dicari dengan rumus sebagai berikut :

$$Z = \frac{P_d}{P_0 \cdot K_0}$$

Keterangan :

$Z$  : Jumlah Belt

$P_0$  : Daya yang Ditransmisikan (kW)

$P_d$  : Daya Rencana (kW)

$K_0$  : Faktor Koreksi Daya

Tabel 2. 4 Faktor Koreksi Daya ( $K_0$ )

(Sumber : Sularso, 1994)

$\frac{D_p - d_p}{C}$	Sudut Kontak Pulley Kecil $\theta$ ( $^\circ$ )	Faktor Koreksi ( $K_0$ )
0,00	180	1,00
0,10	174	0,99
0,20	169	0,97
0,30	163	0,96
0,40	157	0,94
0,50	151	0,93
0,60	145	0,91
0,70	139	0,89
0,80	133	0,87
0,90	127	0,85
1,00	120	0,82
1,10	113	0,80
1,20	106	0,77
1,30	99	0,73
1,40	91	0,70
1,50	83	0,65

### 2.3.9 Tegangan Maksimum pada *Belt*

Terdapat empat tegangan yang timbul pada belt ketika sedang bekerja, yaitu :

#### 1. Tegangan Awal

Karena adanya gaya awal, maka timbul tegangan awal, untuk menghitung tegangan awal dapat menggunakan rumus berikut :

$$\sigma_0 = \frac{F_0}{A}$$

Dimana  $A = b \times h$

Keterangan :

$\sigma_0$	: Tegangan Awal	(kgf/cm <sup>2</sup> )
$F_0$	: Gaya Awal	(kgf/cm <sup>2</sup> )
$A$	: Luas Penampang	(cm <sup>2</sup> )
$b$	: Lebar <i>Belt</i>	(cm)
$h$	: Tebal <i>Belt</i>	(cm)

#### 2. Tegangan karena Daya

Karena adanya daya yang ditransmisikan oleh belt, maka timbul tegangan untuk mentransmisikan daya ( $\sigma_d$ ) atau dilambangkan K. untuk menghitung tegangan karena daya dapat menggunakan rumus berikut :

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

Keterangan :

$\sigma_d$	: Tegangan Karena Daya	(kg/cm <sup>2</sup> )
$F_e$	: Gaya Tarik	(kgf)
$A$	: Luas Penampang	(cm <sup>2</sup> )

#### 3. Tegangan karena Gaya Sentrifugal

Untuk menghitung tegangan karena gaya sentrifugal digunakan rumus berikut :

$$\sigma_v = \frac{F_g}{A} = \frac{q}{A} \times \frac{v^2}{g} = \frac{\gamma \cdot v^2}{10 \cdot g}$$

Keterangan :

$\sigma_v$	: Tegangan Karena Gaya Sentrifugal	
$\gamma$	: Berat Spesifik	(kg/dm <sup>3</sup> atau gr/cm <sup>3</sup> )
$v$	: Kecepatan Keliling	(m/s)
$g$	: 9,81 m/s <sup>2</sup>	

#### 4. Tegangan Bending

Untuk menghitung tegangan bending dapat menggunakan rumus berikut :

$$\sigma_b = E_b \frac{h}{D}$$

Keterangan :

$\sigma_b$	: Tegangan <i>Bending</i>	(kgf/cm <sup>2</sup> )
$E_b$	: Modulus Elastisitas Beban <i>Belt</i>	(kgf/cm <sup>2</sup> )
$h$	: Tebal <i>Belt</i>	(mm)
$D$	: Diameter <i>Pulley</i> Kecil	(mm)

Dalam menentukan tegangan maksimum pada belt, maka rumus yang digunakan sebagai berikut :

$$\sigma_{\max} = \sigma_0 + \frac{F}{2 \cdot z \cdot A} + \sigma_v + \sigma_b \max$$

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

Keterangan :

$\sigma_{\max}$	: Tegangan Maksimum	(kgf/cm <sup>2</sup> )
$\sigma_0$	: Tegangan Awal	(kgf/cm <sup>2</sup> )
$F$	: Gaya pada <i>Belt</i>	(kgf)
$\gamma$	: Berat Spesifik Bahan <i>Belt</i>	(kg/dm <sup>3</sup> )
$\epsilon_b$	: Modulus Elastisitas	(kg/cm <sup>2</sup> )
$v$	: Kecepatan Keliling <i>Pulley</i>	(m/s)
$g$	: Percepatan Gravitasi	(m/s <sup>2</sup> )
$h$	: Tebal <i>Belt</i>	(cm)
$d_m$	: Diameter <i>Pulley</i> Kecil	(cm)

- $z$  : Jumlah *Belt*  
 $A$  : Luas Penampang *Belt* (cm<sup>2</sup>)

### 2.3.10 Perhitungan Umur *Belt*

Umur *Belt* merupakan salah satu hal yang penting dalam perencanaan transmisi yang menggunakan *belt*. Terdapat banyak faktor yang mempengaruhi umur *belt*, salah satunya yang terpenting yaitu tegangan berulang dan timbulnya panas. Untuk mengetahui beberapa lama umur *belt* yang diakibatkan dari proses permesinan ini yaitu dengan menggunakan rumus :

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

Keterangan :

- $H$  : Umur *Belt*  
 $N_{base}$  : Basis *Fatigue Test* (10<sup>7</sup> cycle)  
 $U$  : Putaran *Belt* per detik (rps)  
 $x$  : Jumlah *Pulley* Berputar  
 $\sigma_{fat}$  : *Fatigue Limit* (N/cm<sup>2</sup>)
1. Untuk *belt* datar = 60 kgf/cm<sup>2</sup> (Bahan Karet)
  2. Untuk *belt* datar = 30 kgf/cm<sup>2</sup> (Bahan *Cotton*)
  3. Untuk *V-Belt* = 90 kgf/cm<sup>2</sup>
- $\sigma_{max}$  : Tegangan Maksimum (N/cm<sup>2</sup>)  
 $m$  : 5 untuk (*Belt Datar*), 8 untuk (*V-Belt*)

### 2.3.11 Penentuan Diameter dan Dimensi *Pulley*

Setelah mengetahui jenis *belt* yang digunakan, dan tipe dari *belt* tersebut, maka dapat diketahui dimensi *pulley* yang akan digunakan. Berikut ini rumus mencari dimensi *pulley* berdasarkan (*Dobrovolsky, 1978: Machine Element*)

Mencari diameter luar *pulley* :

$$d_{out} = d + 2c$$

Mencari diameter dalam *pulley* :

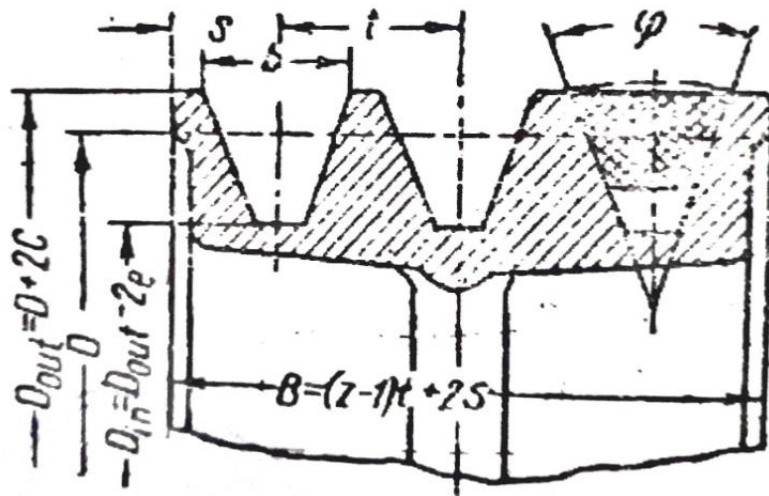
$$d_{in} = d - 2e$$

Mencari lebar *pulley* :

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

Keterangan :

- $d_{out}$  : Diameter Luar *Pulley* (mm)  
 $d_{in}$  : Diameter Dalam *Pulley* (mm)  
 $d$  : Diameter *Pulley* (mm)  
 $B$  : Lebar *Pulley* (mm)  
 $Z$  : Jumlah *Belt*



Gambar 2.14 Dimensi *Pulley*

(Sumber : *Dobrovolsky, 1978*)

#### 2.4 Poros (*Shaft*)

Poros merupakan salah satu elemen mesin yang sangat penting, karena hampir semua mesin mempunyai poros. Sebuah poros berfungsi untuk mentransmisikan daya yang disertai dengan putaran. Selain itu, poros juga berfungsi sebagai untuk menahan beban.

Menurut pembebanannya, poros dapat dibedakan menjadi beberapa jenis. Berikut ini adalah jenis – jenis poros yaitu :

1. Poros Transmisi (*Line Shaft*)

Poros jenis transmisi berfungsi untuk mentransmisikan daya melalui kopling, roda gigi, puli, sabuk (*belt*), *sprocket*, rantai dan sebagainya, sehingga poros jenis ini mendapat beban puntir dan lentur.

2. Spindel (*Spindle*)

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

3. Gandar (*Axle*)

Poros ini biasanya sering dipasang diantara roda – roda kereta api, dimana tidak mendapat beban puntir dan tidak berputar. Gandar hanya mendapat beban lentur, kecuali jika digerakkan oleh penggerak mula, maka poros akan mengalami beban puntir.

4. Poros (*Shaft*)

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

5. Poros Luwes (*flexible Shaft*)

Poros jenis ini berfungsi untuk memindahkan daya dari dua mekanisme yang dimana putaran poros dapat membentuk sudut dengan poros lainnya dan daya yang dipindahkan kecil.

#### **2.4.1 Penentuan Material Poros (*Shaft*)**

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



Tabel 2.5 Bahan Baja Paduan untuk Poros (*Shaft*)

(Sumber : *Sularso, 1994*)

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

#### 2.4.2 Momen Bending pada Poros (*Shaft*)

Setelah momen bending terbesar pada bidang horizontal dan vertikal dapat diketahui, maka dicari momen bending terbesar yang terjadi pada poros.

$$M_B = \sqrt{(M_{BH})^2 + (M_{BV})^2}$$

Keterangan :

$M_B$  : Momen *Bending* Poros (kgf.mm / lb.in)

$M_{BH}$  : Momen *Bending* pada Bidang Horizontal (kgf.mm / lb.in)

$M_{BV}$  : Momen *Bending* pada Bidang Vertikal (kgf.mm / lb.in)

### 2.4.3 Poros dengan Momen Bending dan Puntir yang Konstan

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

Akibat gabungan tegangan bending dan momen tersebut maka tegangan maksimum yang terjadi dapat dinyatakan : ( *Deutschman, 1995 : 338* )

$$\tau_{\max} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x}{2}\right)^2 + \tau^2}$$
$$\sigma_x = \frac{32.Mb}{\pi.ds^3} \quad \text{dan} \quad \tau = \frac{16.Mt}{\pi.ds^3}$$

(untuk poros pejal)

Sehingga tegangan yang terjadi dan syarat aman dapat dinyatakan :

$$\tau_{\max} = \sqrt{\left(\frac{16.Mb}{\pi.ds^3}\right)^2 + \left(\frac{16.Mt}{\pi.ds^3}\right)^2} \leq \frac{\sigma_{yps}}{sf}$$

Keterangan :

$ds$  : Diameter Poros (mm / in)

$Mb$  : Momen *Bending* yang Diterima oleh Poros (kgf.mm / lbf.in)

$Mt$  : Momen Torsi yang Diterima oleh Poros (kgf.mm / lbf.in)

### 2.4.4 Perhitungan Diameter Minimal Poros yang diizinkan

Untuk menentukan diameter poros maka menggunakan rumus sebagai berikut :

$$\left(\frac{k_s.S_{yp}}{sf}\right)^2 \geq \frac{16^2.Mb^2 + 16^2.Mt^2}{\pi^2 ds^6}$$

$$d_s \geq \sqrt[6]{\frac{(16^2 Mb^2 + 16^2 Mt^2)}{\pi^2 \left( \frac{ks \cdot S_{yp}}{sf} \right)^2}}$$

Keterangan :

$sf$  : *Safety Factor*

$S_{yp}$  : *Ultimate Yield Strength* (kgf/mm<sup>2</sup>)

$K_p$  : Konstanta Poros

$d_s$  : Diameter Poros (mm / in)

## 2.5 Bantalan (*Bearing*)

Bantalan atau *bearing* adalah salah satu elemen mesin yang berperan cukup penting. Bantalan berfungsi untuk menumpu poros agar putaran atau gerakan poros dapat berlangsung dengan baik, aman dan dapat memperkecil kerugian daya akibat gesekan.

### 2.5.1 Gaya Radial pada Bantalan (*Bearing*)

Untuk menentukan gaya radial pada bantalan, dapat menggunakan rumus sebagai berikut :

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

Keterangan :

$F_r$  : Gaya Radial (lbf)

$F_H$  : Gaya pada Sumbu Horizontal (lbf)

$F_V$  : Gaya pada Sumbu Vertikal (lbf)

### 2.5.2 Beban Ekuivalen pada Bantalan (*Bearing*)

Beban ekuivalen adalah beban radial yang konstan yang bekerja pada bantalan dengan ring dalam yang berputar dan ring luar yang diam. Dalam banyak pemakaian, bantalan menumpu beban radial dan aksial bersamaan serta terkadang ring luar berputar dan ring dalam diam. Jika beban radial jauh lebih kecil dari beban aksial, maka beban ekuivalen dapat ditulis sebagai berikut :

$$P = V \cdot X \cdot F_r + Y \cdot F_a$$

Cara untuk menentukan harga X dan Y dari tabel, dapat melakukan langkah-langkah sebagai berikut :

1. Menghitung nilai  $\frac{i F_a}{C_0}$
2. Dari perhitungan nomor 1, ditarik garis kekanan sehingga mendapat nilai  $e$
3. Kemudian hitung harga  $\frac{F_a}{V F_r}$ , dan bandingkan dengan harga  $e$ .

Dimana akan didapatkan  $\frac{F_a}{V F_r} (e; = e; )e$ .

4. Dari hasil perbandingan tersebut, maka diapat harga X dan Y dari kolom  $\frac{F_a}{V F_r} \leq e$  atau  $\frac{F_a}{V F_r} > e$ .
5. Jika angka yang didapat tidak sama dengan harga yang ada di masing-masing kolom, maka nilai dapat diperoleh dengan melakukan interpolasi atau extrapolasi.
6. Bila  $I$  (jumlah deret) = 1, tapi tidak dipakai pada bantalan tipe kontak radial. Khusus untuk beban deret satu (*single row-bearing*), bila harga  $\frac{F_a}{V F_r} \leq e$ , maka X = 1 dan Y = 0.

Hasil perhitungan beban ekuivalen diatas tidak memperhitungkan adanya beban kejut dan *impact*, maka supaya lebih aman dan mampu menghindari kerusakan bantalan lebih awal, beban ekuivalen harus dinaikkan dengan konstanta kondisi beban ( $F_s$ ). Maka persamaan untuk mencari beban ekuivalen menjadi :

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

Keterangan :

- $P$  : Beban Ekivalen
- $F_r$  : Beban Radial
- $F_a$  : Beban Aksial
- $F_s$  : Konstanta Kondisi Beban
- $V$  : Faktor Putaran.

Untuk ring dalam yang berputar = 1

Untuk ring luar yang berputar = 1,2

$X$  : Faktor Beban Radial

$Y$  : Faktor Beban Aksial

Untuk konstanta kondisi beban ( $F_s$ ) dapat dilihat pada tabel berikut ini :

Tabel 2.6 Konstanta Kondisi Beban ( $F_s$ )

(Sumber : Sularso, 1994)

No.	Type of Service	Multiply Calculated Load by Following Factors	
		Ball Bearing	Roller Bearing
1.	Uniform and safety load	1,0	1,0
2.	Light shock load	1,5	1,0
3.	Moderate shock load	2,0	1,3
4.	Heavy shock load	2,5	1,7
5.	Extreme and indefinite shock load	3,0	2,0

### 2.5.3 Perhitungan Umur Bantalan (*Bearing*)

Sesuai dengan data yang diperoleh sebelumnya, maka didapatkan harga  $C_o$  dan  $C$  yang tergantung pada diameter lubang, seri dimensi bantalan dan jenis bantalan. Sehingga bantalan dengan kepercayaan 90% dapat dihitung dengan rumus sebagai berikut :

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^b \frac{10^6}{60 \cdot n_p}$$

Keterangan :

$L_{10}$  : Umur Bantalan (jam kerja)

$C$  : Beban Dinamis (lbf)

$P$  : Beban Ekuivalen (lbf)

$b$  : Konstanta *Bearing*

Untuk bantalan bola = 3 dan untuk bantalan roll = 10/3

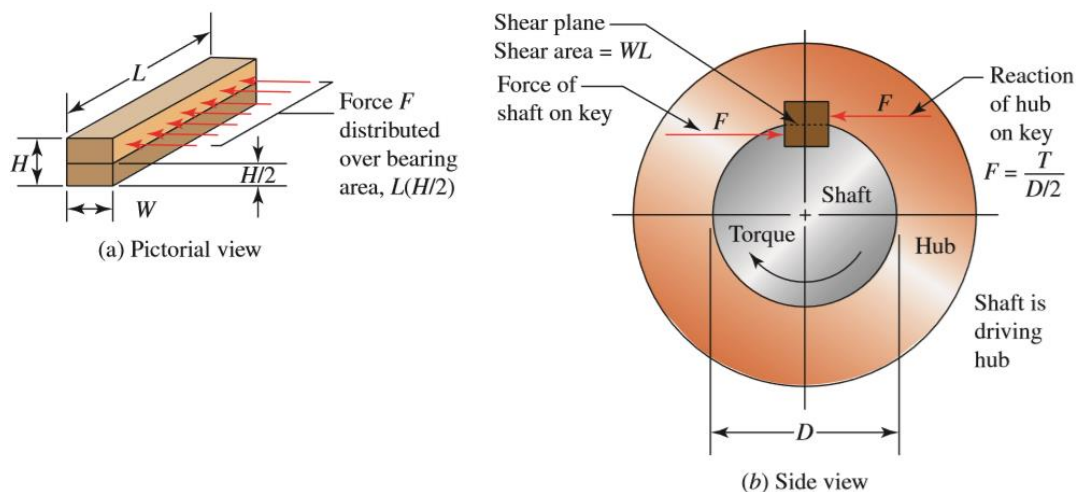
$n_p$  : Putaran Poros (rpm)

## 2.6 Pasak

Seperti halnya pada baut dan sekrup, pasak juga digunakan untuk penyambungan yang tidak permanen. Pasak digunakan untuk penyambungan antara poros dengan *hub* (roda-gigi, pulley, gear, sprocket, dll.), sehingga ketika poros berputar maka *hub* akan berputar untuk mentransmisikan daya dari poros. Jenis pasak berdasarkan bentuk dasarnya dibagi menjadi tiga jenis, yaitu :

1. Pasak Datar (*Square Key*)
2. Pasak Tirus (*Tapered Key*)
3. Pasak Setengah Silinder (*Wood Ruff Key*)

Berikut ini merupakan dimensi dan *free body diagram* pada pasak dengan jenis pasak *square* :



Gambar 2.15 Gaya yang terjadi pada Pasak

### 2.6.1 Gaya yang Bekerja pada Pasak

Pada perencanaan mesin pencetak pelet ikan ini jenis pasak yang digunakan adalah pasak datar segi empat. Pasak jenis ini memiliki dimensi seperti yang telah dijelaskan diatas. Bila pasak berputar dengan torsi sebesar  $T$ , maka akan menghasilkan gaya yang bekerja pada diameter luar poros dan gaya inilah yang akan bekerja pada pasak.

$$F = \frac{T}{0,5 \cdot D}$$

Keterangan :

$F$  : Gaya pada Pasak (kgf)

$T$  : Torsi (kgf.mm)

$D$  : Diameter Poros (mm)

### 2.6.2 Perhitungan Panjang Minimal Pasak berdasarkan Tinjauan Tegangan Geser (*Shear Stress*)

Dalam perhitungan pasak tidak terlepas dari tegangan geser yang terjadi pada pasak, tegangan tersebut dapat dihitung dengan menggunakan rumus berikut ini :

$$\tau_s = \frac{F}{A} = \frac{2T}{W \cdot L \cdot D}$$

Keterangan :

$\tau_s$  : Tegangan Geser (Pa)

$F$  : Gaya pada Pasak (kgf)

$W$  : Lebar Pasak (mm)

$L$  : Panjang Pasak (mm)

$D$  : Diameter Poros (mm)

Agar perencanaan dapat berjalan dengan aman, maka syarat yang harus dipenuhi adalah :

$$\frac{2T}{w \cdot L \cdot D} \leq \frac{K_s \cdot S_{yp}}{N}$$

Maka :

$$L \geq \frac{2T \cdot N}{K_s \cdot S_{yp} \cdot w \cdot D}$$

### 2.6.3 Perhitungan Panjang Minimal Pasak berdasarkan Tinjauan Tegangan Kompresi (*Compressive Stress*)

Tegangan kompresi yang timbul akibat gaya  $F$  dapat dihitung dengan menggunakan rumus di bawah ini :

$$\sigma_c = \frac{F}{A} = \frac{2T}{0,5W \cdot L \cdot D} = \frac{4T}{W \cdot L \cdot D}$$

Keterangan :

$\sigma_c$  : Tegangan Kompresi (Pa)

$F$  : Gaya pada Pasak (kgf)

$W$  : Lebar Pasak (mm)

$L$  : Panjang Pasak (mm)

$D$  : Diameter Poros (mm)

Syarat yang harus dipenuhi agar perencanaan pasak aman adalah :

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

Maka :

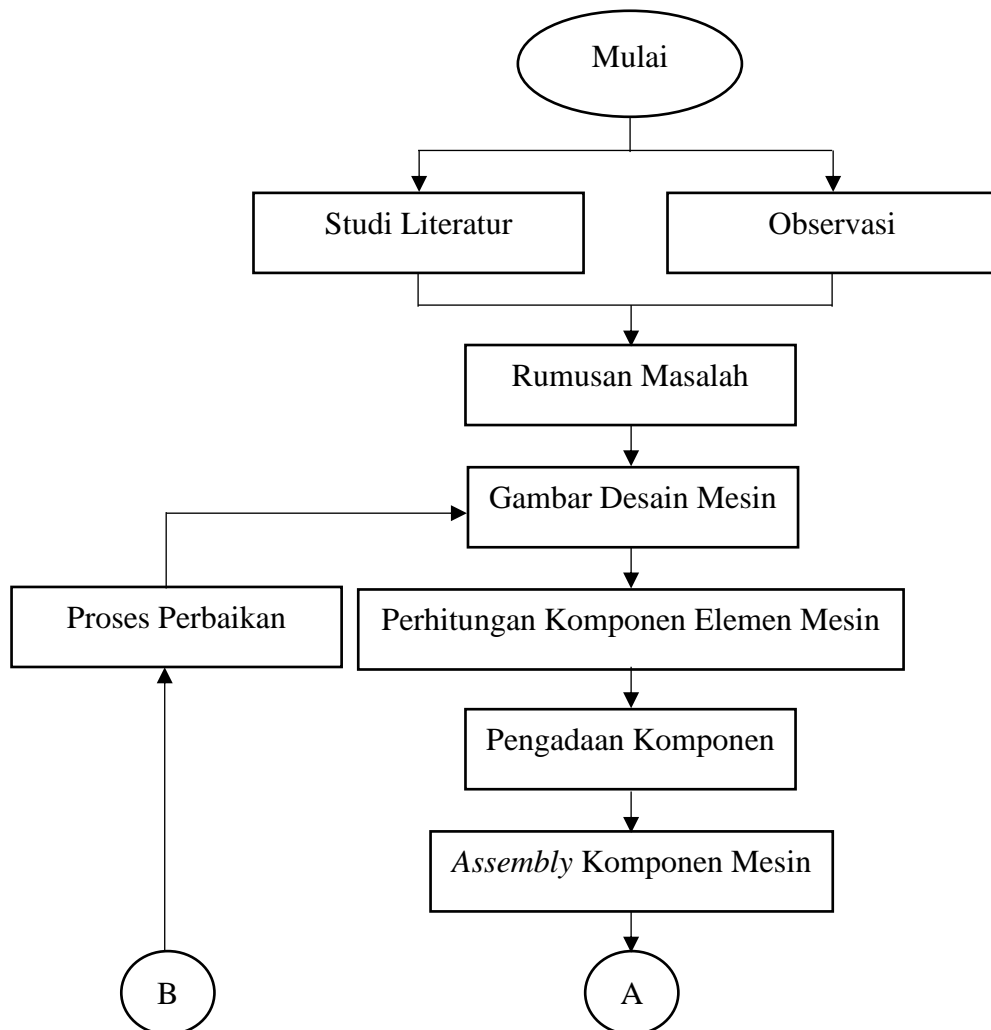
$$L \geq \frac{4T \cdot N}{K_c \cdot S_{yp} \cdot w \cdot D}$$

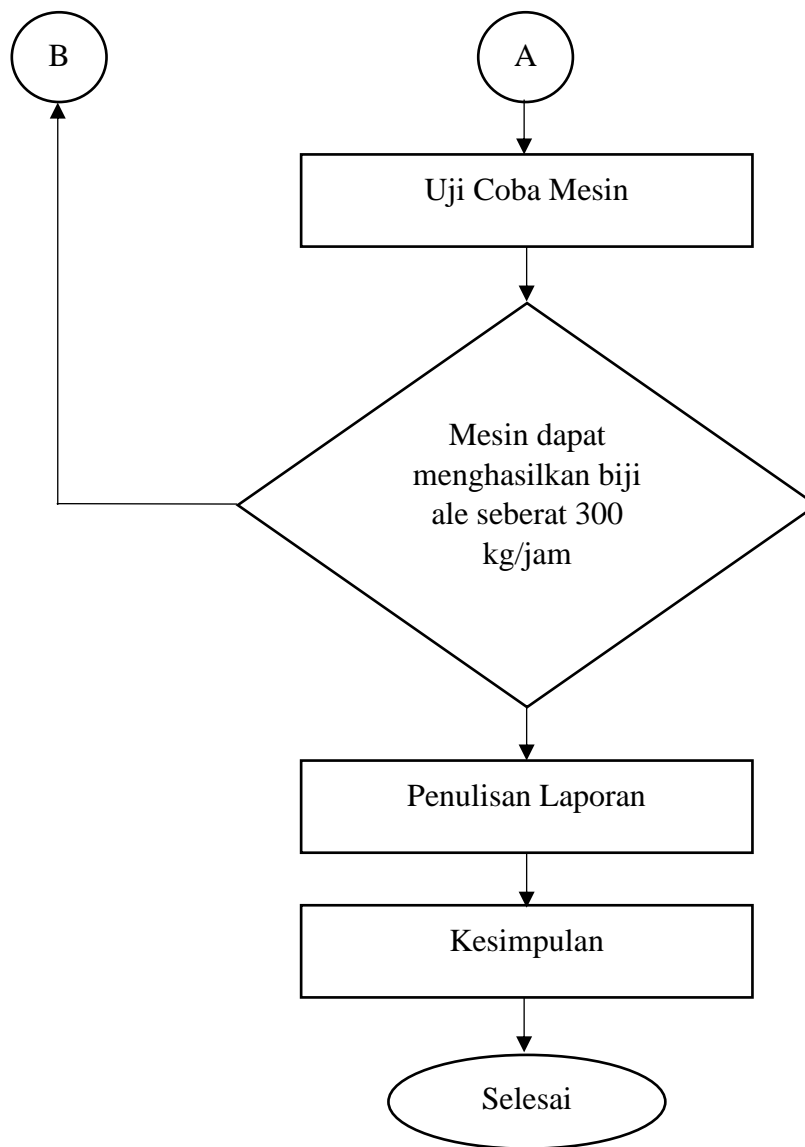


## BAB III

### METODOLOGI PENELITIAN

#### 3.1 Diagram Alir (*Flowchart*) Penelitian





Gambar 3.1 Diagram Alir (*Flowchart*) Penelitian

Berikut ini akan diuraikan satu per satu dari diagram alir tersebut:

1. Observasi

Sebelum memulai pembuatan alat yaitu yang dilakukan adalah harus dilakukan suatu pengamatan dilapangan karena dari pengamatan tersebut dapat diketahui peralatan apa saja yang dibutuhkan untuk merealisasikan sebuah alat. Pengamatan dilakukan bertujuan untuk mengetahui apa saja permasalahan yang terjadi dan apa saja yang dibutuhkan untuk pengadaan alat dan perkiraan biaya keseluruhan untuk merencanakan sebuah pengerjaan alat. Dengan melakukan survey harga di lapangan, harga sewa bengkel dan juga ongkos yang diperlukan.

## 2. Studi Literatur

Studi literatur yang dilakukan adalah pengamatan dan pengumpulan data – data dilapangan berdasarkan fakta – fakta masalah tentang proses pengupasan kulit biji ale, dari masalah tersebut penulis bertujuan untuk membuat alat untuk pengupas kulit biji ale. Pada studi literatur ini penulis juga mengumpulkan berbagai referensi, buku, jurnal ilmiah dan pencarian di internet tentang alat-alat sejenis yang sudah dibuat terlebih dahulu serta menganalisa kekurangan-kekurangannya yang dapat di aplikasikan terhadap alat rancangan penulis.

Hasil dari studi literatur berupa kesimpulan yang dijadikan dasaran teori untuk merealisasikan mesin pengupas kulit biji ale.

## 3. Perumusan Masalah

Setelah mendapatkan gambaran menyeluruh tentang apa yang ingin diciptakan, penulis mulai mengerucut pada perumusan masalah. Dalam perumusan masalah, dijabarkan apa saja yang penulis kerjakan dan hitung guna mendukung dalam penciptaan alat ini.

## 4. Desain Alat

Membuat desain perancangan alat berupa gambar yang telah digambar berdasarkan data - data yang diperoleh dari obsevasi dan studi literatur.

## 5. Perhitungan dan pembahasan

Setelah mendapatkan dasar teori dari studi literatur, maka mengaplikasikannya dalam perhitungan sesuai dengan dasar teori sehingga mendapatkan alat yang diinginkan.

## 6. Pengadaan komponen

Menyiapkan apa saja komponen yang dibutuhkan pada perakitan mesin.

### 1) Perakitan Mesin

Dalam tahapan ini, dilakukan perakitan komponen mesin yang telah dibuat menjadi satu kesatuan. Setelah mendapatkan alat-alat yang dibutuhkan, penulis melakukan pengerjaan pembuatan alat di bengkel daerah Desa Bandung, Kecamatan Diwek, Kabupaten Jombang.

Hal ini meliputi pembuatan mesin, perakitan elemen mesin serta penambahan bagian-bagian lain yang dibutuhkan sehingga mendapatkan hasil sebuah alat yang dapat diuji.

## 2) Pengujian

Setelah perakitan mesin akan dijalankan, bila mesin dapat berjalan dengan baik atau normal pada berjalannya gerak untuk melakukan pengupasan kulit biji ale, maka akan dilakukan langkah berikutnya yaitu pengujian kapasitas. Bila mesin berjalan tidak baik maka akan dilakukan perbaikan atau modifikasi sampai dengan perakitan mesin.

## 3) Pengujian Kapasitas

Menguji kapasitas yang dihasilkan oleh mesin pengupas kulit biji ale dengan memasukkan ale yang terkumpul dengan massa yang sudah ditentukan.

## 4) Penulisan laporan

Setelah mendapatkan data-data yang dibutuhkan dari hasil perhitungan dan pewujudan mesin, maka dibuat laporan mengenai hasil rancangan atau pembuatan mesin tersebut.

## 5) Kesimpulan

Dari semua proses dari awal hingga akhir kemudian membuat kesimpulan yang berisi untuk menyampaikan apa saja kekurangan dari alat yang penulis ciptakan bertujuan sebagai referensi pada penelitian berikutnya.

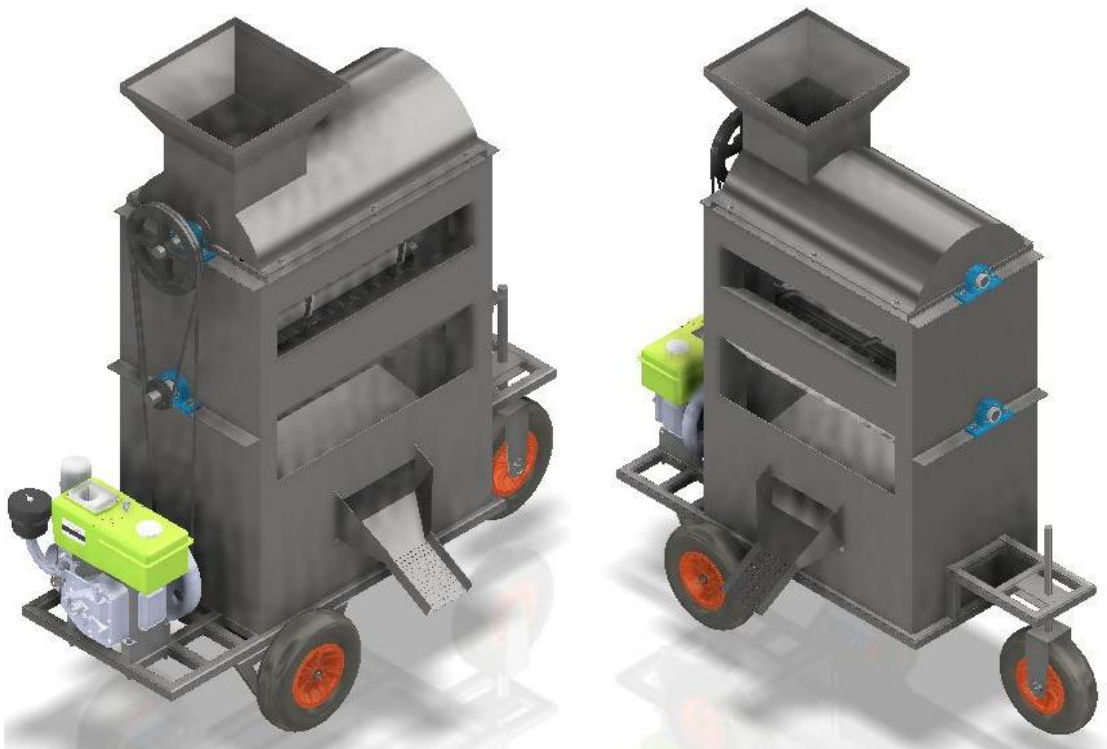
### **3.2 Hasil Desain Mesin Pengupas Kulit Biji Ale**

Penulis telah merancang desain dari mesin pengupas kulit biji ale dengan kapasitas yang direncanakan sebesar kapasitas pengupasan 30 kg. Mesin pengupas kulit biji ale kapasitas pengupasan 30 kg terdiri dari beberapa komponen utama, sebagai berikut :

1. *Blower*
2. *Rangka Mesin (Frame)*
3. *Grinder*
4. *Hopper*

5. *Grinder Pulley*
6. *Blower Pulley*
7. *Diesel Pulley*
8. *Diesel Engine*
9. *Bearing (UCP 208)*
10. *Belt*

Berikut ini merupakan hasil desain 3D mesin pengupas kulit biji ale kapasitas pengupasan 30 kg :



Gambar 3.2 Gambar Orthogonal atau 3D Mesin Pengupas Kulit Biji Ale

## BAB IV

### HASIL DAN PEMBAHASAN

Pada bab ini menjelaskan tentang perhitungan elemen mesin meliputi poros, *belt & pulley*, pasak, dan *bearing*. Sekaligus perhitungan kapasitas mesin yang mampu menghasilkan kapasitas pengupasan 30 kg.

#### 4.1 Perhitungan Gaya dan Daya Mesin Pengupas Kulit Biji Ale

Berikut ini dilakukan perhitungan gaya dan daya yang dibutuhkan mesin untuk menggerakkan poros pengupas :



Gambar 4.1 Hasil Pengujian Gaya menggunakan Neraca Pegas

Dari hasil pengujian gaya menggunakan neraca pegas, diperoleh lima hasil pengujian dan dipilih nilai tertinggi sebagai acuan perhitungan daya. Berikut tabel hasil pengujian gaya :

Tabel 4.1 Data Gaya Hasil Pengujian menggunakan Neraca Pegas

No.	Pengujian menggunakan Neraca Pegas	Hasil (kgf)
1.	Pengujian 1	31,65
2.	Pengujian 2	31,7
3.	Pengujian 3	31,8
4.	Pengujian 4	32
5.	Pengujian 5	31,95

Dari hasil pengujian yang ditunjukkan pada tabel diatas, maka dapat disimpulkan bahwa nilai gaya paling tinggi sebesar 32 kgf. Sehingga, untuk menghitung daya yang digunakan untuk menggerakkan mesin pengupas kulit biji ale menggunakan gaya sebesar 32 kgf.

#### 4.1.1 Perhitungan Daya Mesin Pengupas Kulit Biji Ale

Berikut rumus yang digunakan untuk menghitung daya sesuai dengan hasil pengujian pada tabel diatas :

$$T = F \times r$$

Dimana :

1. Gaya Tertinggi Hasil Pengujian ( $F$ ) : 32 kgf
2. Diameter *pulley* besar / *Pulley* yang digerakkan ( $D_2$ ) : 12 Inch (304,8 mm)
3. Jari-jari *pulley* besar / *Pulley* yang digerakkan ( $r_2$ ) : 6 Inch (152,4 mm)
4. Diameter *pulley* kecil / *Pulley* penggerak ( $D_1$ ) : 4 Inch (101,6 mm)
5. Jari-jari *pulley* kecil / *Pulley* penggerak ( $r_1$ ) : 2 Inch (50,8 mm)
6. Putaran motor diesel ( $n_1$ ) : 2600 rpm

Sebelum menghitung daya motor diesel, maka menghitung torsi terlebih dahulu menggunakan rumus sebagai berikut :

$$F = 32 \text{ kgf}$$

$$F = 313,92 \text{ N}$$

$$T = 313,92 \text{ N} \times 0,15 \text{ m}$$

$$T = 47,088 \text{ Nm}$$

$$T = 416,764 \text{ lb. in}$$

Perhitungan daya motor diesel yang digunakan untuk menggerakkan mesin pengupas kulit biji ale sebagai berikut :

$$P = \frac{T \times n}{63000}$$

Sebelum menghitung daya motor diesel pada mesin pengupas kulit biji ale, maka dihitung putaran *pulley* besar ( $n_2$ ) atau *output* terlebih dahulu sebagai berikut :

$$\frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{D_1}$$

$$\frac{2600 \text{ rpm}}{n_2} = \frac{304,8 \text{ mm}}{101,6 \text{ mm}}$$

$$n_2 = \frac{2600 \text{ rpm} \times 101,6 \text{ mm}}{304,8 \text{ mm}}$$

$$n_2 = 866,67 \text{ rpm}$$

Berikut merupakan perhitungan daya yang dibutuhkan untuk memutar poros pengupas kulit biji ale, sebagai berikut :

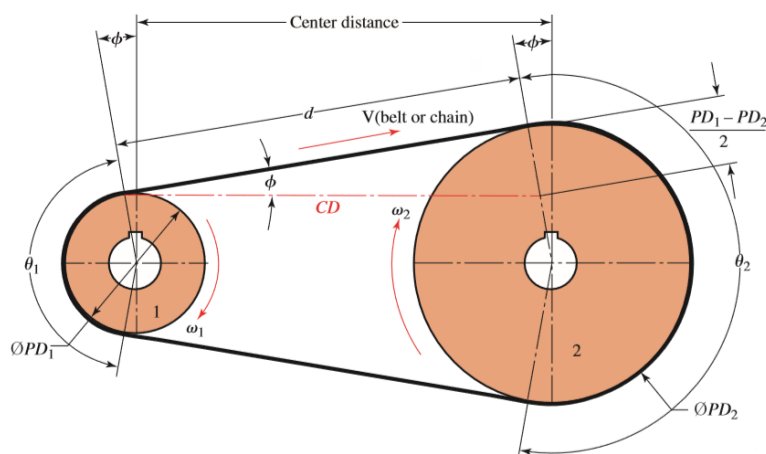
$$P = \frac{416,764 \text{ lb. in} \times 866,67 \text{ rpm}}{63000}$$

$$P = 5,73 \text{ HP}$$

Sehingga motor diesel yang digunakan sebesar 8 HP, sesuai dengan ketersediaan motor diesel dipasaran dengan spesifikasi daya sebesar 8 HP dengan putaran motor diesel sebesar 2600 rpm, maka digunakan motor diesel merk Dongfeng R180.

#### 4.2 Perhitungan *Belt & Pulley*

Pada perhitungan *belt & pulley* didapatkan data sebagai berikut, sesuai dengan perhitungan yang telah didapat sebelumnya :



Gambar 4.2 Dimensi pada *Belt & Pulley*



Tabel 4.2 Data Perencanaan *Belt & Pulley*

Data Perencanaan <i>Belt &amp; Pulley</i>	
Daya Mesin ( $P$ )	5,73 HP (4,275 kW)
Putaran Motor Diesel ( $n_1$ )	2700 rpm
Penggunaan ( $h$ )	8 Jam
Rasio <i>Pulley</i> ( $i_p$ )	1 : 3

- Menghitung putaran *output* ( $n_2$ )

$$n_2 = 2600 \text{ rpm} \times \frac{1}{3}$$

$$n_2 = 866,67 \text{ rpm}$$

#### 4.2.1 Menghitung Daya Desain ( $P_d$ )

Melihat (Tabel 2.1 Faktor Koreksi), dipilih faktor koreksi ( $f_c$ ) sebesar 1,3 dan didapat daya desain ( $P_d$ ) sebagai berikut :

$$P_d = f_c \times P$$

$$P_d = 1,3 \times 5,73 \text{ HP}$$

$$P_d = 7,449 \text{ HP}$$

$$P_d = 5,557 \text{ kW}$$

Sesuai dengan perhitungan diatas, maka daya desain didapat sebesar 7,449 HP atau 5,557 kW.

#### 4.2.2 Menentukan Diameter *Pulley* 1 dan Diameter *Pulley* 2

Sesuai dengan perhitungan sebelumnya, didapat data-data sebagai berikut untuk menentukan diameter *pulley* 1 dan diameter *pulley* 2 :

Tabel 4.3 Data Perencanaan *Diameter Pulley 1* dan *Diameter Pulley 2*

Data Perencanaan Diameter <i>Pulley</i>	
Daya Desain ( $P_d$ )	7,449 HP
Putaran Motor Diesel ( $n_1$ )	2600 rpm

Putaran <i>Output</i> ( $n_2$ )	866,67 rpm
Rasio <i>Pulley</i> ( $i_p$ )	1 : 3

- Didapat diameter *pulley* 1 dan diameter *pulley* 2, sesuai dengan ketersediaan *pulley* yang ada dipasaran sebagai berikut :

1. Diameter *Pulley* 1 ( $D_1$ ) : 4 Inch (101,6 mm)
2. Diameter *Pulley* 2 ( $D_2$ ) : 12 Inch (304,8 mm)

- Menentukan *Center Distance* ( $CD$ ) menggunakan rumus sebagai berikut :

$$D_2 < CD < 3(D_1 + D_2)$$

$$304,8 \text{ mm} < CD < 3 \times (101,6 + 304,8) \text{ mm}$$

$$304,8 \text{ mm} < CD < 1219,2 \text{ mm}$$

Sehingga didapat *range Center Distance* ( $CD$ ) sesuai dengan perhitungan diatas sebesar 304,8 mm – 1219,2 mm. *Center Distance* ( $CD$ ) yang ditentukan sebesar 1000 mm (1 m).

- Menghitung kecepatan putar *pulley* 1 ( $v_p$ ), menggunakan rumus sebagai berikut :

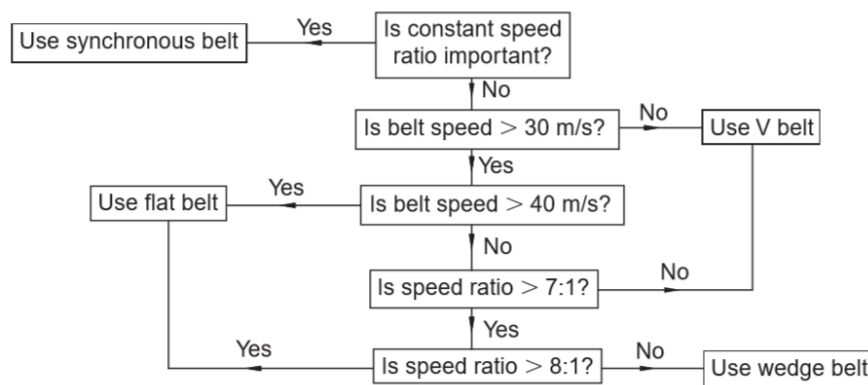
$$v_p = \frac{\pi \times D_1 \times n_1}{60.000}$$

$$v_p = \frac{\pi \times 101,6 \text{ mm} \times 2600 \text{ rpm}}{60.000}$$

$$v_p = 13,824 \frac{m}{s}$$

#### 4.2.3 Menentukan Jenis dan Tipe *Belt*

Menentukan jenis *belt* dapat menggunakan refrensi dari buku *Mechanical Design Engineering Handbook* (Peter Child, 2004 : 157), sebagai berikut :



Gambar 4.3 *Flowchart* Pemilihan Jenis *Belt*

Sesuai dengan perhitungan diatas, didapat daya desain ( $P_d$ ) sebesar 7,449 HP, kecepatan putaran ( $vp_1$ ) sebesar 13,824 m/s, dan *speed ratio* sebesar 1 : 3. Maka digunakan jenis *V-Belt* dan *V-grooved pulley* melihat *flowchart* diatas.

#### 4.2.4 Menentukan Gaya Keliling Rata-rata

Untuk menghitung gaya keliling rata-rata digunakan rumus sebagai berikut :

- Menghitung gaya keliling rata-rata ( $F_{rate}$ ) :

$$F_{rate} = \frac{102 \times P_d}{vp_1}$$

$$F_{rate} = \frac{102 \times 5,557 \text{ kW}}{13,824 \frac{m}{s}}$$

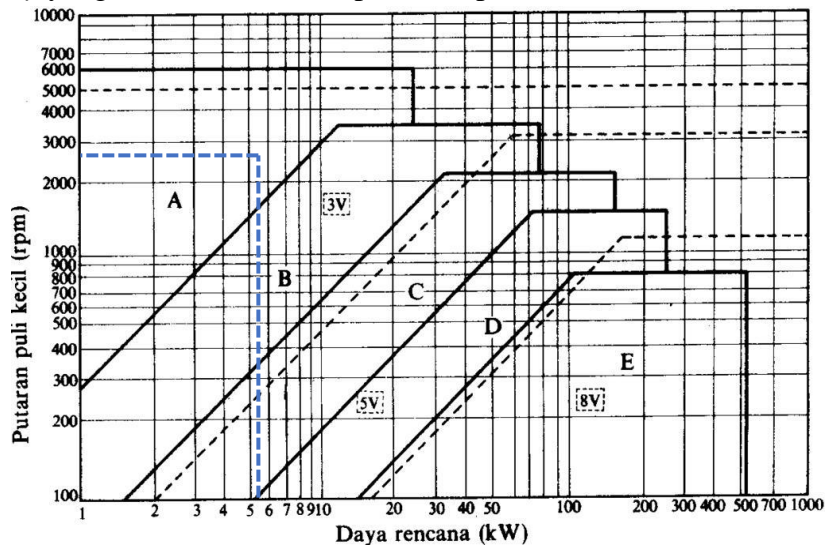
$$F_{rate} = 41,0022 \text{ kgf}$$

$$F_{rate} = 402,232 \text{ N}$$

#### 4.2.5 Memilih Tipe V-Belt

Dalam memilih tipe *v-belt* digunakan grafik pemilihan *v-belt* sesuai dengan grafik yang ada di materi sebelumnya seperti pada proses berikut :

- Melihat (Gambar 2.11 Grafik Pemilihan *V-Belt*), didapat tipe *belt* A sesuai dengan gambar berikut dengan parameter daya rencana ( $P_d$ ) dan putaran *pulley* yang kecil ( $n_1$ ), maka diperoleh tipe V-belt A:



Gambar 4.4 Grafik Pemilihan tipe V-Belt

Berikut data *v-belt* tipe A, sebagai berikut :

Tabel 4.4 Data *V-Belt* Tipe A

Tipe Belt	Type A
Lebar ( <i>b</i> )	12,5 mm
Tebal ( <i>h</i> )	9 mm
Cross Section Area ( <i>A</i> )	0,81 cm <sup>2</sup>

#### 4.2.6 Menghitung Panjang Belt (*L*)

Panjang *belt* (*L*) yang direkomendasikan dapat dihitung menggunakan rumus sebagai berikut :

$$L = 2 CD + 1,57 (D_1 + D_2) + \frac{(D_1 + D_2)^2}{4 CD}$$

$$L = 2 (1000 \text{ mm}) + 1,57 (101,6 \text{ mm} + 304,8 \text{ mm}) + \frac{(101,6 \text{ mm} + 304,8 \text{ mm})^2}{4 (1000 \text{ mm})}$$

$$L = (2000 + 638,048 + 41,29) \text{ mm}$$

$$L = 2679,338 \text{ mm}$$

Berdasarkan (Tabel 2.2 Dimensi *V-Belt*), didapat panjang *belt* yang direkomendasikan sebesar 2800 mm ( $L = 2800 \text{ mm} = 2,8 \text{ m}$ ).

#### 4.2.7 Menghitung Gaya Efektif ( $F_e$ ), Gaya Tarik ( $F_1$ ) dan Gaya Kendur ( $F_2$ )

Besarnya gaya efektif *belt* dapat dihitung menggunakan rumus sebagai berikut :

$$F_e = F_1 + F_2$$

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

- Menghitung sudut kontak atau *angle of wrap* ( $\theta$ ), menggunakan rumus berikut :

$$\sin \alpha = \frac{D_2 - D_1}{2 CD}$$

$$\sin \alpha = \frac{304,8 \text{ mm} - 101,6 \text{ mm}}{2 (1000 \text{ mm})}$$

$$\sin \alpha = \frac{203,2 \text{ mm}}{2000 \text{ mm}}$$

$$\alpha = \sin^{-1}(0,1016)$$

$$\alpha = 5,831^\circ$$

$$\theta = 180^\circ - 2\alpha$$

$$\theta = 180^\circ - 2 (5,831^\circ)$$

$$\theta = 168,338^\circ$$

$$\theta = 168,338^\circ \times \frac{\pi}{180^\circ}$$

$$\theta = 2,938^\circ$$

- Menghitung gaya efektif *belt* ( $F_e$ ), sesuai dengan persamaan berikut :

Untuk menghitung gaya efektif *belt* ( $F_e$ ), digunakan data awal sebagai berikut :

Tabel 4.5 Data Perhitungan Gaya Efektif *Belt* ( $F_e$ )

<i>Coefficient Friction</i> ( $\mu$ )	0,3
<i>Angle of Wrap</i> ( $\theta$ )	2,938°
<i>e</i>	2,71828

Berikut perhitungan gaya efektif ( $F_e$ ), gaya tarik ( $F_1$ ), dan gaya kendur ( $F_2$ ) pada *belt* :

$$F_e = F_1 + F_2$$

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

$$\frac{F_1}{F_2} = 2,71828^{(0,3 \times 2,938)}$$

$$F_1 = 2,4143 (F_2)$$

Sehingga torsi dan gaya efektif *belt* ( $F_e$ ) dapat dihitung menggunakan rumus sebagai berikut :

$$T = \frac{63.000 \times P}{n}$$

$$T = \frac{63.000 \times 5,73 \text{ HP}}{866,67 \text{ rpm}}$$

$$T = 416,525 \text{ lb. in}$$

$$T = 47,061 \text{ Nm}$$

$$F_e = \frac{T}{r_1}$$

$$F_e = \frac{47,061 \text{ Nm}}{0,0508 \text{ m}}$$

$$F_e = 926,4 \text{ N}$$

$$926,4 \text{ N} = 2,4143 (F_2) - F_2$$

$$1,4143 F_2 = 926,4 \text{ N}$$

$$F_2 = 655,024 \text{ N}$$

$$F_1 = 2,4143 \times 655,024 \text{ N}$$

$$F_1 = 1581,424 \text{ N}$$

#### 4.2.8 Daya yang memungkinkan yang dapat ditransmisikan *belt* ( $P_o$ )

Daya yang memungkinkan ditransmisikan *belt* merupakan daya maksimal yang mampu ditransmisikan, dihitung dengan rumus sebagai berikut :

$$P_o = (F_1 - F_2) \times vp_1$$

$$P_o = (1581,424 - 655,024) \text{ N} \times 13,824 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$P_o = 926,4 \text{ N} \times 13,824 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$P_o = 12806,5536 \text{ Watt}$$

$$P_o = 12,807 \text{ kW}$$

$$P_o = 17,174 \text{ HP}$$

#### 4.2.9 Jumlah *Belt* yang digunakan ( $Z$ )

Jumlah *belt* yang digunakan dapat dihitung menggunakan rumus sebagai berikut :

$$Z = \frac{P_d}{P_o \times K_o}$$

$$Z = \frac{7,449 \text{ HP}}{17,174 \text{ HP} \times 0,97}$$

$$Z = 0,447 \approx 1 \text{ Belt}$$

#### 4.2.10 Perhitungan Tegangan Maksimal pada *Belt* ( $\sigma_{max}$ )

Perhitungan tegangan maksimal pada *belt* digunakan untuk menghitung umur *belt* pada subbab berikutnya, berikut ini perhitungan tegangan maksimal yang terjadi pada *belt* :

- Tegangan akibat gaya tarik awal ( $\sigma_o$ )

Tegangan akibat gaya tarik awal untuk jenis *v-belt* sebesar 12 kgf/cm<sup>2</sup> (Dobrovolsky, 1985). Sehingga  $\sigma_o = 12 \text{ kgf/cm}^2$

- Tegangan akibat gaya sentrifugal ( $\sigma_v$ )

Berat jenis untuk *v-belt* dengan bahan *leather* ( $\gamma = 0,98 \text{ kg/dm}^3 = 980 \text{ kg/m}^3$ ), sehingga perhitungan menggunakan rumus sebagai berikut :

$$\sigma_v = \frac{\gamma \cdot v p_1^2}{10 \cdot g}$$

$$\sigma_v = \frac{980 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot \left(13,824 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^2}{10 \cdot \left(9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}\right)}$$

$$\sigma_v = 1909,082 \frac{\text{kgf}}{\text{m}^2}$$

$$\sigma_v = 0,1909 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

Didapat tegangan akibat gaya sentrifugal sesuai dengan perhitungan diatas sebesar ( $\sigma_v = 0,1909 \text{ kgf/cm}^2$ ).

- Tegangan akibat *bending* ( $\sigma_b$ )

Modulus elastisitas *rubber* ( $E_b = 0,004 \text{ GPa} = 40 \text{ kgf/cm}^2$ ), sehingga tegangan akibat *bending* dapat dihitung sebagai berikut :

$$\sigma_b = E_b \times \frac{h}{D_1}$$

$$\sigma_b = 40 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} \times \frac{9 \text{ mm}}{101,6 \text{ mm}}$$

$$\sigma_b = 3,5433 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

- Tegangan akibat daya yang ditransmisikan ( $\sigma_d$ )

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

$$\sigma_d = \frac{926,4 \text{ N}}{81 \text{ mm}^2}$$

$$\sigma_d = 11,437 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\sigma_d = 1143,7 \frac{\text{N}}{\text{cm}^2}$$

$$\sigma_d = 116,59 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

Sesuai dengan hasil perhitungan diatas, maka tegangan maksimal yang terjadi dapat dihitung sesuai rumus berikut (*Dobrovolsky, 1985 : 210*) :

$$\sigma_{max} = \sigma_o + \sigma_v + \frac{\sigma_d}{2} + \sigma_b$$

$$= (12 + 0,1909 + \frac{116,59}{2} + 3,5433) \text{ kgf/cm}^2$$

$$= 44,0292 \text{ kgf/cm}^2$$

#### 4.2.11 Perhitungan Umur Belt ( $H$ )

Umur *belt* dihitung dengan rumus sesuai basis *endurance limit* atau tegangan *fatigue* sesuai dengan rumus berikut (*Dobrovolsky, 1985*) :

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

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

Dimana :

$$N_{base} = 10^7 \text{ (Basis dari } \textit{fatigue test})$$

$$\sigma_{fat} = 90 \text{ kgf/cm}^2 \text{ (Untuk V-Belt)}$$

$$u = 4,937 \text{ rps (Jumlah putaran per detik)}$$

$$X = 2 \text{ (Jumlah } \textit{pulley} \text{ yang berputar)}$$



$$m = 8 \text{ (Untuk V-Belt)}$$

Sehingga umur *belt* dapat dihitung sebagai berikut :

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

$$H = \frac{10^7}{3600 \times 4,937 \text{ rps} \times 2} \left( \frac{90 \text{ kgf/cm}^2}{44,0292 \text{ kgf/cm}^2} \right)^8$$

$$H = 85746,834 \text{ Jam-kerja}$$

### 4.3 Perhitungan Poros Mesin Pengupas Kulit Biji Ale

Data awal yang digunakan untuk perhitungan poros (*shaft*) mesin pengupas kulit biji ale, sebagai berikut :

Tabel 4.6 Data Perhitungan Poros (*Shaft*) Mesin Pengupas Kulit Biji Ale

Data Perhitungan Poros ( <i>Shaft</i> ) Mesin Pengupas Kulit Biji Ale	
Daya Motor Diesel ( <i>P</i> )	8 HP (5,968 kW)
Putaran <i>Output</i> ( <i>n<sub>2</sub></i> )	866,67 rpm
Bahan Poros / Material Poros	ST 70
<i>Tensile Ultimate Strength</i> Material ( <i>s<sub>u</sub></i> )	70 kgf/mm <sup>2</sup>
<i>Tensile Yield Strength</i> Material ( <i>s<sub>yp</sub></i> )	49,7 kgf/mm <sup>2</sup> (487,4 MPa)

- Perhitungan selanjutnya untuk menghitung momen torsi (*M<sub>t</sub>*) pada poros (*shaft*) mesin pengupas kulit biji ale, menggunakan perhitungan sebagai berikut :

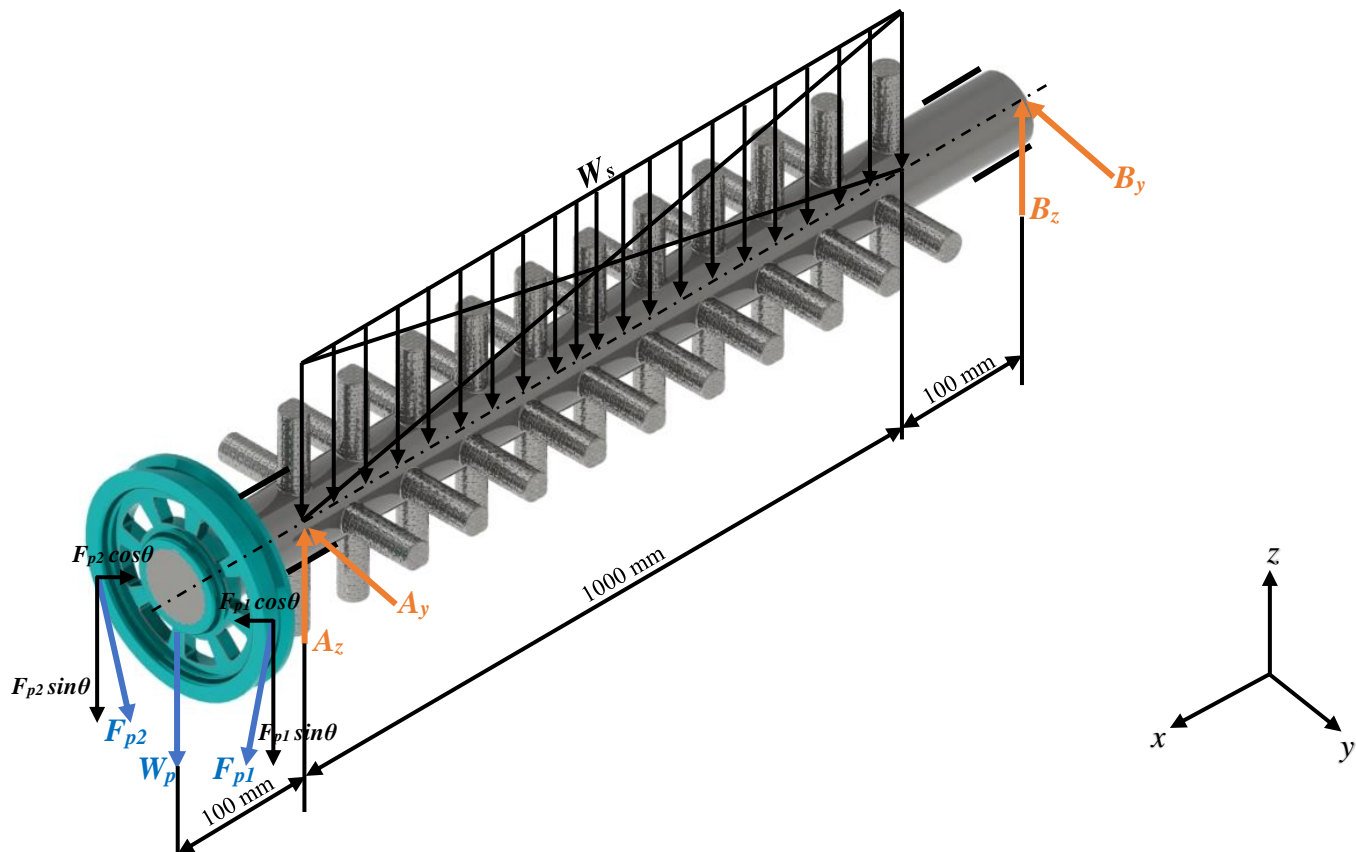
$$M_t = \frac{63.000 (8 \text{ HP})}{866,67 \text{ rpm}}$$

$$M_t = 581,54 \text{ lb. in}$$

$$M_t = 65,705 \text{ Nm}$$

#### 4.3.1 *Free Body Diagram* (FBD) Poros Mesin Pengupas Kulit Biji Ale

Berikut ini merupakan gambar *free body diagram* (FBD) mesin pengupas kulit biji ale kapasitas pengupasan 30 kg. *Free Body Diagram* (FBD) digunakan untuk mempermudah perhitungan dengan melihat gaya-gaya dan momen yang terjadi pada poros (*shaft*) mesin pengupas kulit biji ale :



Gambar 4.5 *Free Body Diagram* (FBD) Mesin Pengupas Kulit Biji Ale

Data yang diperoleh dari *free body diagram* (FBD), sebelum menghitung reaksi tumpuan dan minimal diameter poros yang diijinkan, sebagai berikut :

Tabel 4.7 Data Awal Poros (*Shaft*)

Data Awal Poros ( <i>Shaft</i> )	
Massa <i>Pulley</i> ( $m_p$ )	18,5 lb (8,4 kg) ( <i>SKF Pulley Catalogue</i> )
Berat <i>Pulley</i> ( $W_p$ )	82,404 N
Gaya Tarik <i>Pulley</i> ( $F_{p1}$ )	1581,424 N
Gaya Kendur <i>Pulley</i> ( $F_{p2}$ )	655,024 N
<i>Angle of Wrap</i> ( $\theta$ )	5,831°
Pembebanan Merata Poros ( $W_s$ )	96,63 N/m

- Perhitungan berat *shaft* pengupas ( $W_{sp}$ ) dan beban merata poros ( $W_s$ ) menggunakan material AISI 1040, sebagai berikut :

Dimana :

1. Massa besi pengupas ( $m_{sp}$ ) : 9,85 kg (proses penimbangan)

2. Panjang poros pengupas : 1 m

$$m_{sp} = 9,85 \text{ kg}$$

$$W_{sp} = 9,85 \text{ kg} \times 9,81 \text{ m/s}^2$$

$$W_{sp} = 96,63 \text{ N}$$

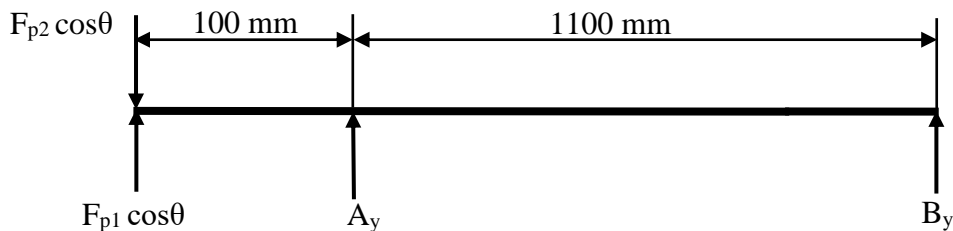
$$W_s = \frac{W_{sp}}{\text{Panjang Shaft}}$$

$$W_s = \frac{96,63 \text{ N}}{1 \text{ m}}$$

$$W_s = 96,63 \text{ N/m}$$

### 4.3.2 Reaksi Tumpuan pada Bidang XY

Pada perhitungan berikut menghitung reaksi tumpuan yang terjadi pada bidang XY, sesuai dengan perencanaan awal menggunakan dua *journal bearing* sebagai berikut :



Gambar 4.6 *Free Body Diagram* Reaksi Tumpuan Bidang XY

- Persamaan kesetimbangan momen pada bidang XY ( $\sum M_A = 0$ )

$$\cup + \sum M_A = 0$$

$$F_{p1} \cos \theta \times 0,1 \text{ m} - F_{p2} \cos \theta \times 0,1 \text{ m} - B_y \times 1,1 \text{ m} = 0$$

$$1581,424 \text{ N} \cos(5,831^\circ) \times 0,1 \text{ m} - 655,024 \text{ N} \cos(5,831^\circ) \times 0,1 \text{ m} - B_y \times 1,1 \text{ m} = 0$$

$$157,324 \text{ Nm} - 65,163 \text{ Nm} - B_y \times 1,1 \text{ m} = 0$$

$$B_y = \frac{92,161 \text{ Nm}}{1,1 \text{ m}}$$

$$B_y = 83,783 \text{ N} \dots\dots\dots(1)$$

- Persamaan kesetimbangan gaya pada bidang XY ( $\sum F_{xy} = 0$ )

$$\downarrow + \sum F_{xy} = 0$$

$$F_{p2} \cos \theta - F_{p1} \cos \theta - A_y - B_y = 0$$

$$655,024 N \cos(5,831^\circ)$$

$$- 1581,424 N \cos(5,831^\circ) - A_y - 83,783 N = 0$$

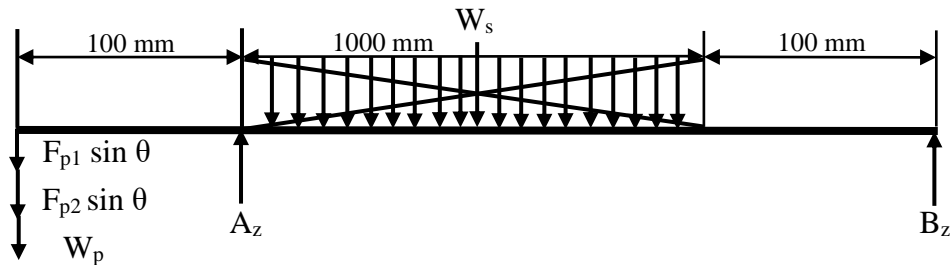
$$651,635 N - 1573,242 N - A_y - 83,783 N = 0$$

$$A_y = (-1005,39 N)$$

$$A_y = 1005,39 N (\downarrow) \dots \dots \dots (2)$$

### 4.3.3 Reaksi Tumpuan pada Bidang XZ

Pada perhitungan berikut menghitung reaksi tumpuan yang terjadi pada bidang XZ, sesuai dengan perencanaan awal menggunakan dua *journal bearing* sebagai berikut :



Gambar 4.7 *Free Body Diagram* Reaksi Tumpuan Bidang XZ

- Persamaan kesetimbangan momen pada bidang XZ ( $\sum M_A = 0$ )
 
$$\cup + \sum M_A = 0$$

$$-(F_{p1} \sin \theta + F_{p2} \sin \theta + W_p) \times 0,1 m + W_s \times 1 m \times 0,5 m - B_z \times 1,1 m = 0$$

$$-(1581,424 N \sin(5,831^\circ) + 655,024 N \sin(5,831^\circ) + 82,404 N) \times 0,1 m + 96,63 N/m \times 1 m \times 0,5 m - B_z \times 1,1 m = 0$$

$$(-309,572 N) \times 0,1 m + 48,315 Nm - B_z \times 1,1 m = 0$$

$$-30,957 Nm + 48,315 Nm - B_z \times 1,1 m = 0$$

$$B_z = \frac{17,358 Nm}{1,1 m}$$

$$B_z = 15,78 N \dots \dots \dots (3)$$
- Persamaan kesetimbangan gaya pada bidang XZ ( $\sum F_{xz} = 0$ )
 
$$\uparrow + \sum F_{xz} = 0$$

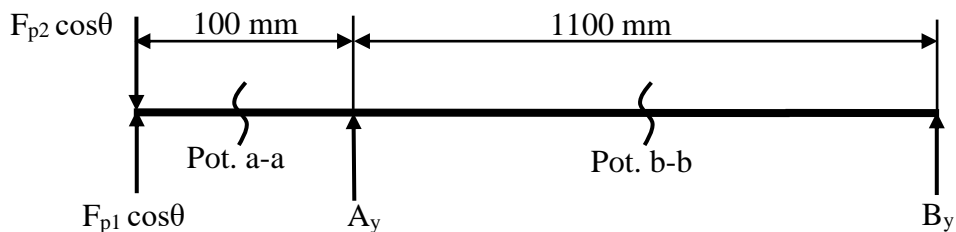
$$\begin{aligned}
& -(F_{p1}\sin\theta + F_{p2}\sin\theta + W_p) + A_z - W_s \times 1\text{ m} + B_z = 0 \\
& -(1581,424\text{ N}\sin(5,831^\circ) + 655,024\text{ N}\sin(5,831^\circ) + 82,404\text{ N}) + A_z \\
& \quad - 96,63\frac{\text{N}}{\text{m}} \times 1\text{ m} + 15,78\text{ N} = 0 \\
& (-309,615\text{ N}) + A_z - 96,63\text{ N} + 15,78\text{ N} = 0 \\
& A_z = 390,465\text{ N} \dots \dots \dots (4)
\end{aligned}$$

Sehingga didapat beberapa gaya pada *journal bearing* A dan *journal bearing* B sesuai perhitungan diatas sebagai berikut :

1.  $A_y = 1005,39\text{ N}$  ( $\downarrow$ )
2.  $A_z = 390,465\text{ N}$
3.  $B_y = 83,783\text{ N}$
4.  $B_z = 15,78\text{ N}$

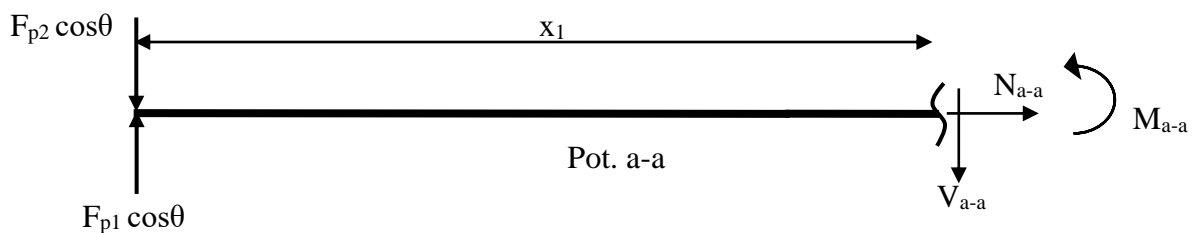
#### 4.3.4 Analisa Potongan pada Bidang XY

Berikut ini merupakan perhitungan analisa potongan pada bidang XY sesuai dengan gambar berikut :



Gambar 4.8 Potongan Poros (*Shaft*) Bidang XY

- Potongan a-a



Gambar 4.9 Potongan a-a Bidang XY

$$\begin{aligned}
\uparrow + \Sigma F_x &= 0 \\
F_{p1}\cos\theta - F_{p2}\cos\theta - V_{a-a} &= 0 \\
1581,424\text{ N}\cos(5,831^\circ) - 655,024\text{ N}\cos(5,831^\circ) - V_{a-a} &= 0 \\
921,607\text{ N} - V_{a-a} &= 0
\end{aligned}$$

$$V_{a-a} = 921,607 \text{ N}$$

$$\sum M_a = 0$$

$$M_{a-a} - F_{p1} \cos \theta \times (x_1) + F_{p2} \cos \theta \times (x_1) = 0$$

$$M_{a-a} - 1581,424 \text{ N} \cos(5,831^\circ) \times (x_1) + 655,024 \text{ N} \cos(5,831^\circ) \times (x_1) = 0$$

$$M_{a-a} - 1573,242 \text{ N} \times (x_1) + 651,635 \text{ N} \times (x_1) = 0$$

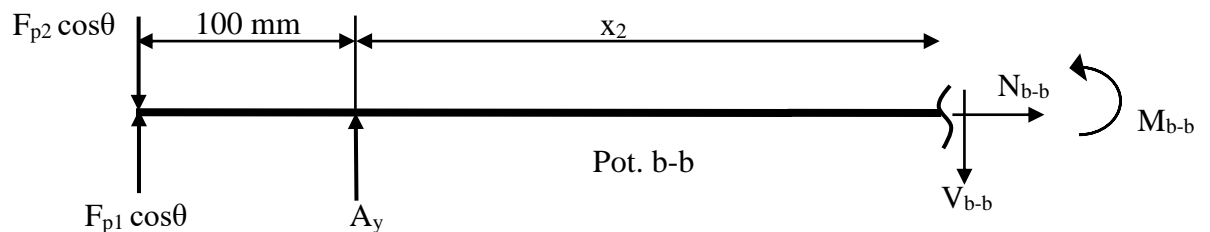
$$M_{a-a} = 921,607 \text{ N} \times (x_1)$$

Untuk  $0 \leq x_1 \leq 0,1 \text{ m}$

Tabel 4.8 Momen *Bending* Potongan a-a Bidang XY

$x_1$ (m)	$M_{a-a}$ (Nm)
0	0
0,1	92,1607

- Potongan b-b



Gambar 4.10 Potongan b-b Bidang XY

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

$$F_{p1} \cos \theta - F_{p2} \cos \theta + A_y - V_{b-b} = 0$$

$$1581,424 \text{ N} \cos(5,831^\circ) - 655,024 \text{ N} \cos(5,831^\circ) + (-1005,39 \text{ N}) - V_{b-b} = 0$$

$$921,607 \text{ N} - 1005,39 \text{ N} - V_{b-b} = 0$$

$$V_{b-b} = (-83,783 \text{ N})$$

$$\sum M_b = 0$$

$$M_{b-b} - F_{p1} \cos \theta \times (0,1 \text{ m} + x_2) + F_{p2} \cos \theta \times (0,1 \text{ m} + x_2) - A_y \times (x_2) = 0$$

$$M_{b-b} - 1581,424 \text{ N} \cos(5,831^\circ) \times (0,1 \text{ m} + x_2) + 655,024 \text{ N} \cos(5,831^\circ) \times (0,1 \text{ m} + x_2) - (-1005,39 \text{ N}) \times (x_2) = 0$$

$$M_{b-b} - 921,607 \text{ N} \times (0,1 \text{ m} + x_2) + 1005,39 \text{ N} \times (x_2) = 0$$

$$M_{b-b} = 921,607 \text{ N} \times (0,1 \text{ m} + x_2) - 1005,39 \text{ N} \times (x_2)$$

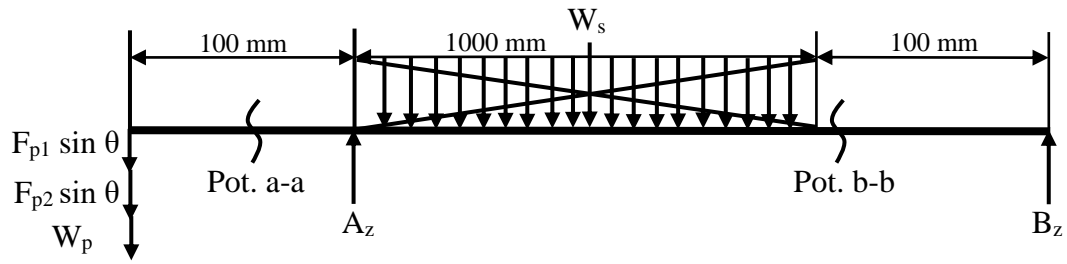
Untuk  $0 \leq x_2 \leq 1 \text{ m}$

Tabel 4.9 Momen *Bending* Potongan b-b Bidang XY

$x_2$ (m)	$M_{b-b}$ (Nm)
0	92,1607
0,1	83,7824
0,2	75,4041
0,3	67,0258
0,4	58,6475
0,5	50,2692
0,6	41,8909
0,7	33,5126
0,8	25,1343
0,9	16,756
1	8,3777

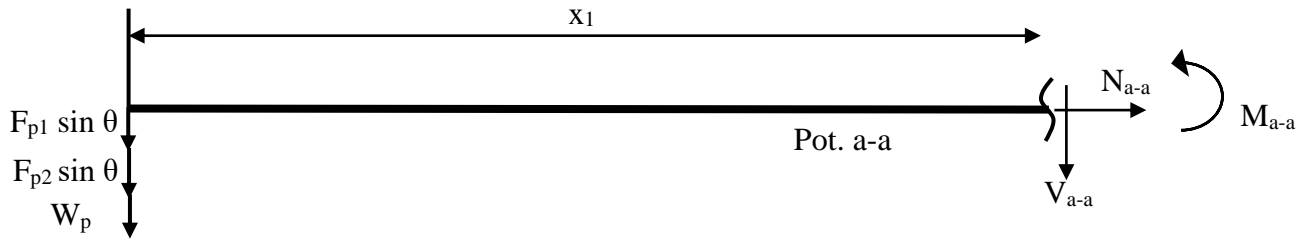
#### 4.3.5 Analisa Potongan pada Bidang XZ

Berikut ini merupakan perhitungan analisa potongan pada bidang XZ sesuai dengan gambar berikut :



Gambar 4.11 Potongan Poros (*Shaft*) Bidang XZ

- Potongan a-a



Gambar 4.12 Potongan a-a Bidang XZ

$$\uparrow +\Sigma F_z = 0$$

$$-(F_{p1}\sin\theta + F_{p2}\sin\theta + W_p) - V_{a-a} = 0$$

$$-(1581,424 \text{ N} \sin(5,831^\circ) + 655,024 \text{ N} \sin(5,831^\circ) + 82,404 \text{ N})$$

$$- V_{a-a} = 0$$

$$(-309,615 \text{ N}) - V_{a-a} = 0$$

$$V_{a-a} = (-309,615 \text{ N})$$

$$\curvearrowright +\Sigma M_a = 0$$

$$M_{a-a} + (F_{p1}\sin\theta + F_{p2}\sin\theta + W_p) \times (x_1) = 0$$

$$M_{a-a} + (1581,424 \text{ N} \sin(5,831^\circ) + 655,024 \text{ N} \sin(5,831^\circ)$$

$$+ 82,404 \text{ N}) \times (x_1) = 0$$

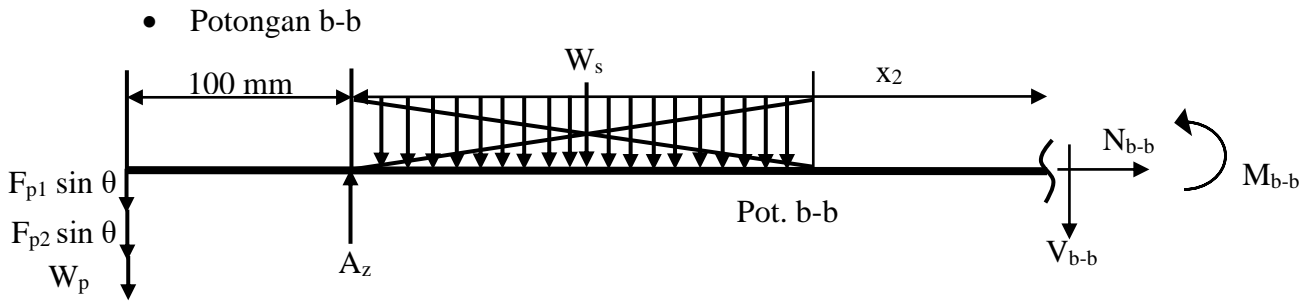
$$M_{a-a} = (-309,615 \text{ N}) \times (x_1)$$

$$\text{Untuk } 0 \leq x_1 \leq 0,1 \text{ m}$$

Tabel 4.10 Momen *Bending* Potongan a-a Bidang XZ

$x_1$ (m)	$M_{a-a}$ (Nm)
0	0
0,1	-30,9615





Gambar 4.13 Potongan b-b Bidang XZ

$$\uparrow +\Sigma F_z = 0$$

$$-(F_{p1}\sin\theta + F_{p2}\sin\theta + W_p) + A_z - W_s \times (x_2) - V_{b-b} = 0$$

$$-(1581,424 \text{ N} \sin(5,831^\circ) + 655,024 \text{ N} \sin(5,831^\circ) + 82,404 \text{ N})$$

$$+ 390,465 \text{ N} - 96,63 \frac{\text{N}}{\text{m}} \times (x_2) - V_{b-b} = 0$$

$$(-309,615 \text{ N}) + 390,465 \text{ N} - 96,63 \frac{\text{N}}{\text{m}} \times (x_2) - V_{b-b} = 0$$

$$V_{b-b} = 80,85 \text{ N} - 96,63 \frac{\text{N}}{\text{m}} \times (x_2)$$

Untuk  $0 \leq x_2 \leq 1 \text{ m}$

Tabel 4.11 Gaya Geser Potongan b-b Bidang XZ

$x_2$ (m)	$V_{b-b}$ (N)
0	80,85
0,1	71,187
0,2	61,524
0,3	51,861
0,4	42,198
0,5	32,535
0,6	22,872
0,7	13,209
0,8	3,546
0,9	-6,117
1	-15,78

$$\sum M_b = 0$$

$$M_{b-b} + (F_{p1} \sin \theta + F_{p2} \sin \theta + W_p) \times (0,1 \text{ m} + x_2) - A_z \times (x_2) + W_s \times (x_2) \times \left(\frac{1}{2} x_2\right) = 0$$

$$M_{b-b} = -(309,615 \text{ N}) \times (0,1 \text{ m} + x_2) + 390,465 \text{ N} \times (x_2) - 48,315 \text{ N} \times (x_2)^2$$

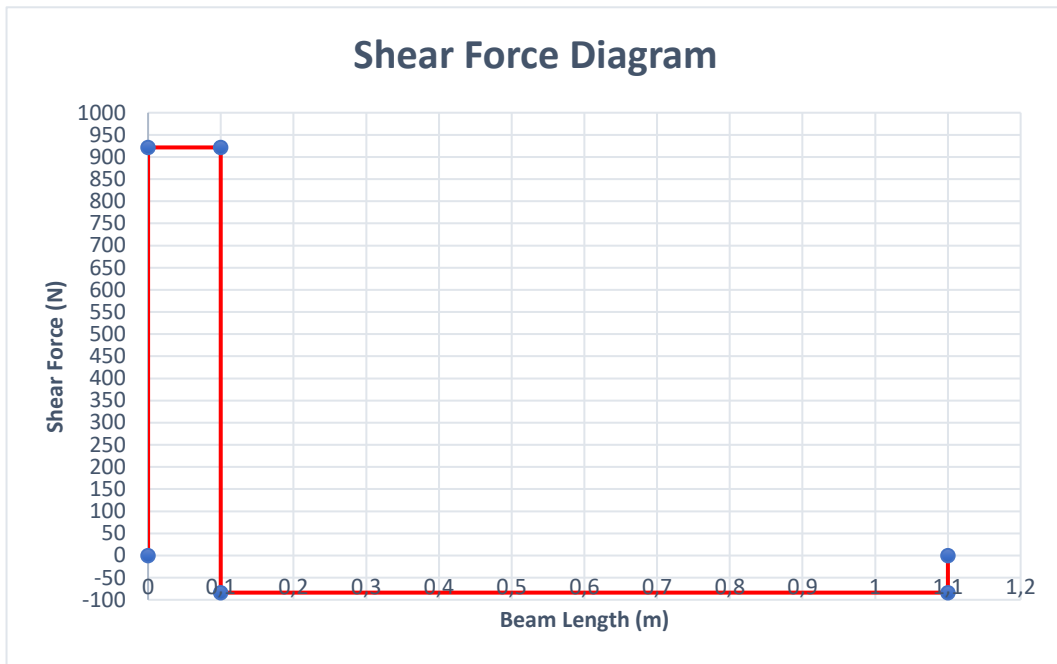
Untuk  $0 \leq x_2 \leq 1 \text{ m}$

Tabel 4.12 Momen *Bending* Potongan b-b Bidang XZ

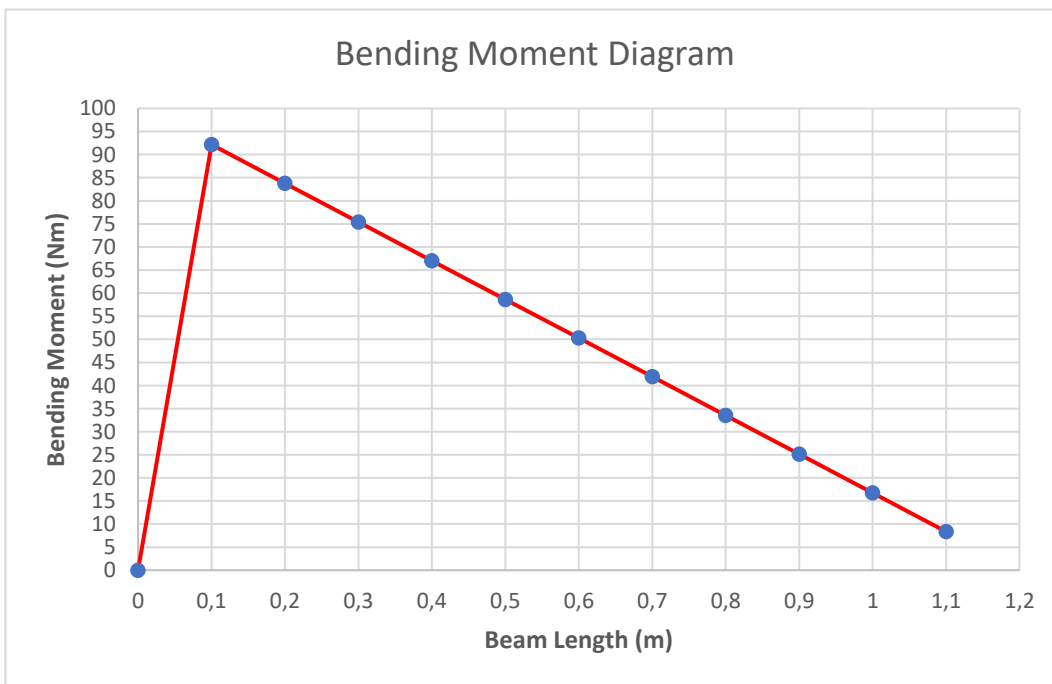
$x_2$ (m)	$M_{b-b}$ (Nm)
0	-30,9615
0,1	-23,35965
0,2	-16,7241
0,3	-11,05485
0,4	-6,3519
0,5	-2,61525
0,6	0,1551
0,7	1,95915
0,8	2,7969
0,9	2,66835
1	1,5735

#### 4.3.6 Diagram Gaya dan Momen

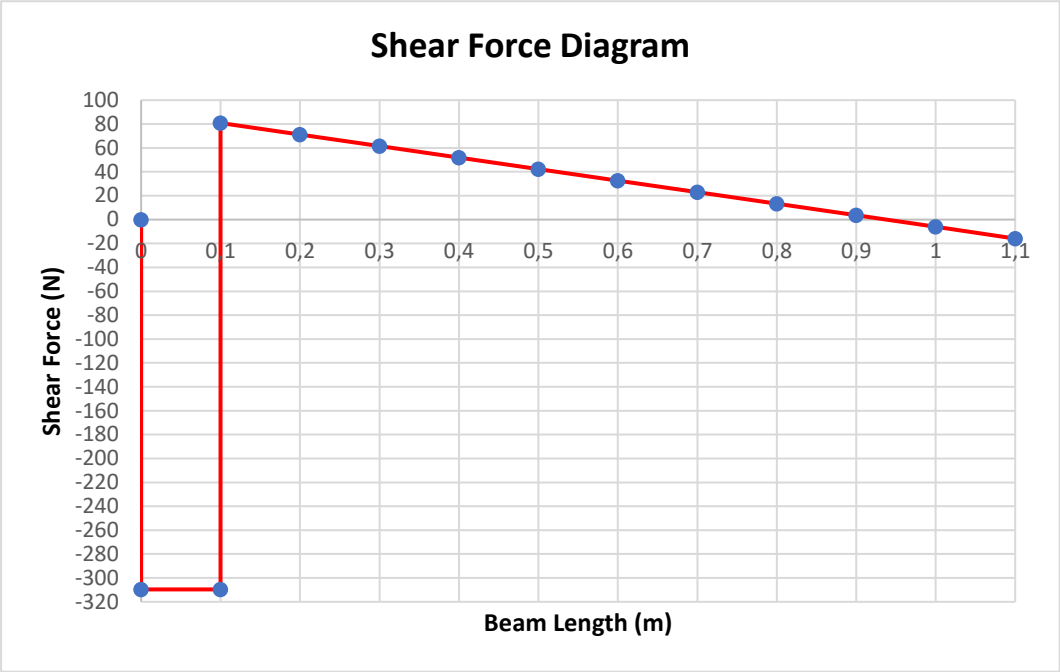
Berikut ini merupakan diagram gaya dan momen sesuai dengan hasil perhitungan potongan poros sesuai dengan perhitungan diatas :



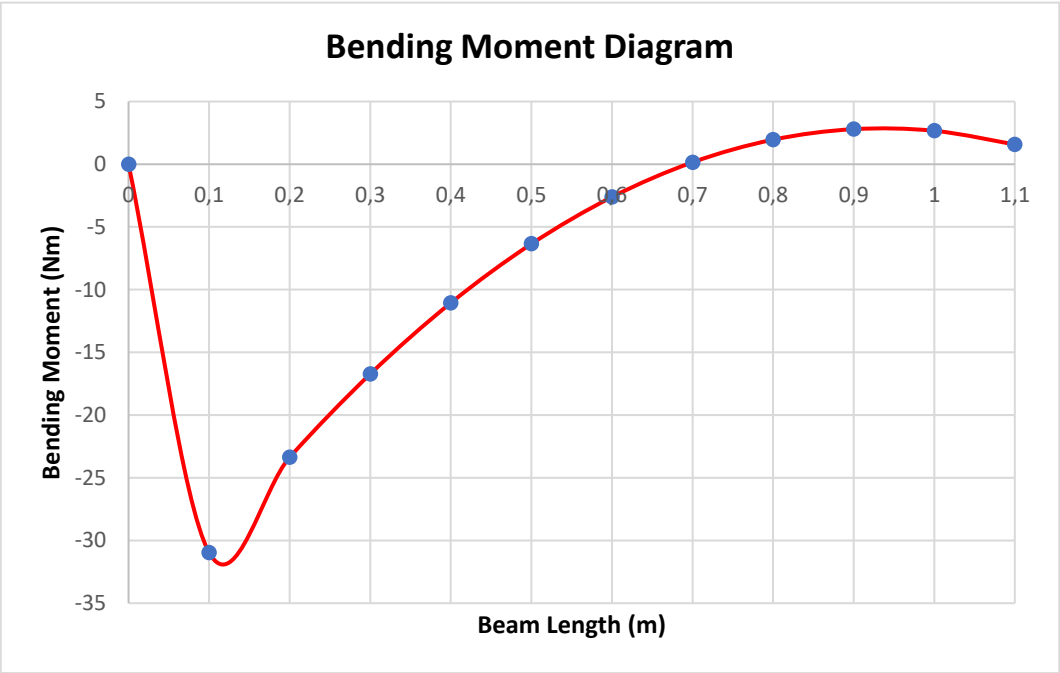
Gambar 4.14 Diagram Gaya Bidang XY



Gambar 4.15 Diagram Momen Bidang XY



Gambar 4.16 Diagram Gaya Bidang XZ



Gambar 4.17 Diagram Momen Bidang XZ

#### 4.3.7 Momen *Bending* Total pada Poros

Berikut perhitungan momen *bending* total yang terjadi pada poros mesin pengupas kulit biji ale sesuai hasil perhitungan diatas :

$$Mb = \sqrt{M_x^2 + M_y^2}$$

$$\begin{aligned} Ma-a &= \sqrt{(92,1607 \text{ Nm})^2 + (-30,9615 \text{ Nm})^2} \\ &= 97,222 \text{ Nm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} Mb-b &= \sqrt{(92,1607 \text{ Nm})^2 + (-30,9615 \text{ Nm})^2} \\ &= 97,222 \text{ Nm} \end{aligned}$$

Sesuai dengan perhitungan diatas, maka didapat momen *bending* yang terjadi pada poros sebesar 97,222 Nm.

#### 4.3.8 Diameter Minimal Poros yang diijinkan

Poros menggunakan material AISI 1040 dengan  $s_u$  sebesar 620 MPa dan  $s_{yp}$  sebesar 415 MPa dan *safety factor* sebesar 3. Sehingga didapat diameter minimal poros yang diijinkan sebesar :

$$\tau_{maks} \leq \frac{\sigma_{yp}}{sf}$$

$$\sqrt{\left(\frac{16 \times Mb}{\pi \times d^3}\right)^2 + \left(\frac{16 \times Mt}{\pi \times d^3}\right)^2} \leq \frac{\sigma_{yp}}{sf}$$

$$\frac{16 \times Mb^2}{\pi^2 \times d^6} + \frac{16 \times Mt^2}{\pi^2 \times d^6} \leq \left(\frac{\sigma_{yp}}{sf}\right)^2$$

$$d \geq \sqrt[6]{\frac{(16^2 \times Mb^2 + 16^2 \times Mt^2)}{\pi^2 \times \left(\frac{\sigma_{yp}}{sf}\right)^2}}$$

$$d \geq \sqrt[6]{\frac{(16^2 \times (97,222 \text{ Nm})^2 + 16^2 \times (65,705 \text{ Nm})^2)}{(3,14)^2 \times \left(\frac{487.400.000 \text{ N/m}^2}{3}\right)^2}}$$

$$d \geq 0,01544 \text{ m}$$

$$d \geq 1,544 \text{ cm}$$

$$d \geq 15,44 \text{ mm}$$

Diameter poros minimal yang diijinkan sebesar 15,44 mm, sehingga digunakan diameter poros sebesar 40 mm atau 4 cm.

#### 4.4 Perhitungan Bantalan (*Bearing*)

Perhitungan dan perencanaan bantalan (*bearing*) harus ditentukan data awal sebagai berikut :

Tabel 4.13 Data Perhitungan Bantalan (*Bearing*)

Data Perhitungan Bantalan ( <i>Bearing</i> )	
Putaran <i>Output</i> Poros ( $n_2$ )	866,67 rpm
Diameter Poros ( $d$ )	40 mm (4 cm)
Rencana Penggunaan <i>Bearing</i> ( $h$ )	8000 jam

##### 4.4.1 Perhitungan Beban Radial Bantalan (*Bearing*)

Beban radial dihitung pada masing-masing *journal bearing*, yaitu *journal bearing* A dan *journal bearing* B, menggunakan rumus sebagai berikut :

$$F_R = \sqrt{(F_y)^2 + (F_z)^2}$$

- Beban Radial pada *Bearing* A

$$F_{RA} = \sqrt{(A_y)^2 + (A_z)^2}$$

$$F_{RA} = \sqrt{(-1005,39 \text{ N})^2 + (390,465 \text{ N})^2}$$

$$F_{RA} = 1078,55 \text{ N} = 109,994 \text{ kgf}$$

- Beban Radial pada *Bearing* B

$$F_{RB} = \sqrt{(B_y)^2 + (B_z)^2}$$

$$F_{RB} = \sqrt{(83,783 \text{ N})^2 + (15,78 \text{ N})^2}$$

$$F_{RB} = 85,256 \text{ N} = 8,6907 \text{ kgf}$$

##### 4.4.2 Perhitungan Beban Ekuivalen Bantalan (*Bearing*)

Berikut ini merupakan perhitungan beban ekuivalen sesuai dengan rumus sebagai berikut :

$$P = VXR + YT$$

Dimana :

$X$  : 1 (*Radial Factor*)

$Y$  : 0 (Tidak adanya gaya *thrust*)

$V$  : 1 (Karena bagian dalam *bearing* yang berputar)

- Beban ekivalen pada *bearing* A

$$P_A = VXR_A + YT$$

$$P_A = 1 \times 1 \times 109,994 \text{ kgf} + 0$$

$$P_A = 109,994 \text{ kgf}$$

- Beban ekivalen pada *bearing* B

$$P_B = VXR_B + YT$$

$$P_B = 1 \times 1 \times 8,6907 \text{ kgf} + 0$$

$$P_B = 8,6907 \text{ kgf}$$

#### 4.4.3 Perhitungan *Basic Dynamic Load Rating* (C)

Menghitung *basic dynamic load rating* (C) menggunakan rumus sebagai berikut :

$$L_d = (h)(n) \left( 60 \frac{\text{min}}{\text{jam}} \right)$$

$$C = P_d \left( \frac{L_d}{10^6} \right)^{1/k}$$

Dimana :

$k$  : 3 (Karena menggunakan *ball bearing*)

- *Basic Dynamic Load Rating* (C) *Bearing* A

$$L_{dA} = (8000 \text{ jam})(866,67 \text{ rpm}) \left( 60 \frac{\text{min}}{\text{jam}} \right)$$

$$L_{dA} = 416 \times 10^6 \text{ rev}$$

$$C_A = P_A \left( \frac{L_{dA}}{10^6} \right)^{1/k}$$

$$C_A = 109,994 \text{ kgf} \times \left( \frac{416 \times 10^6 \text{ rev}}{10^6} \right)^{1/3}$$

$$C_A = 821,108 \text{ kgf}$$

- *Basic Dynamic Load Rating (C) Bearing B*

$$L_{dB} = (8000 \text{ jam})(866,67 \text{ rpm}) \left( 60 \frac{\text{min}}{\text{jam}} \right)$$

$$L_{dA} = 416 \times 10^6 \text{ rev}$$

$$C_B = P_B \left( \frac{L_{dB}}{10^6} \right)^{1/k}$$

$$C_B = 8,6907 \text{ kgf} \times \left( \frac{416 \times 10^6 \text{ rev}}{10^6} \right)^{1/3}$$

$$C_B = 64,876 \text{ kgf}$$

#### 4.4.4 Penentuan Bantalan (*Bearing*)

Penentuan bantalan (*bearing*) menggunakan *bearing* jenis UCP, berikut merupakan perhitungan dan penentuan *bearing* :

- Menggunakan *bearing* jenis UCP 208 (*SKF Bearing Catalogue*) karena menyesuaikan ukuran dari poros (*shaft*) sebesar 40 mm atau 4 cm, dengan *basic load static* ( $C_o$ ) dan *basic load dynamic* ( $C$ ), sebagai berikut :

1.  $C_o$  : 19 kN

2.  $C$  : 30,7 kN

- Pengecekan keamanan *bearing* A

$$C_{th} = 821,108 \text{ kgf} \times 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

$$C_{th} = 8055,07 \text{ N}$$

$$C_{act} = 30.700 \text{ N}$$



Sesuai dengan perhitungan diatas diambil kesimpulan bahwa  $C_{th} < C_{act}$ , maka menggunakan UCP 208 dianggap aman digunakan

- Pengecekan keamanan *bearing* B

$$C_{th} = 64,876 \text{ kgf} \times 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

$$C_{th} = 636,434 \text{ N}$$

$$C_{act} = 30.700 \text{ N}$$

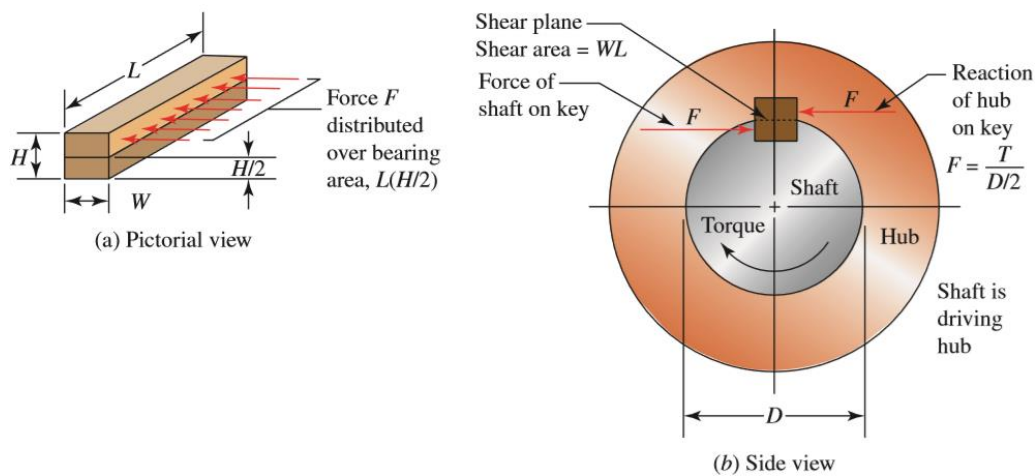
Sesuai dengan perhitungan diatas diambil kesimpulan bahwa  $C_{th} < C_{act}$ , maka menggunakan UCP 208 dianggap aman digunakan

#### 4.5 Perhitungan Pasak (Keys)

Data perhitungan dan perencanaan pasak pada mesin pengupas kulit biji ale sebagai berikut :

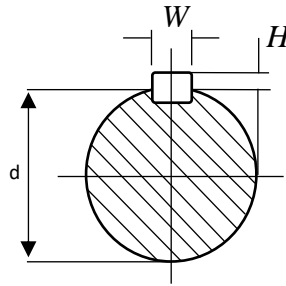
Tabel 4.14 Data Perencanaan Pasak

Data Perencanaan Pasak	
Safety Factor ( $N$ )	3
Material Pasak	ST 40
Torsi yang ditransmisikan ( $T$ )	65,705 Nm
Tensile Ultimate Strength Material ( $S_u$ )	40 kgf/mm <sup>2</sup>
Tensile Yield Strength Material ( $s_y$ )	28,4 kgf/mm <sup>2</sup> (278,5 MPa)
Diameter Poros ( $D_p$ )	40 mm (4 cm)



Gambar 4.18 Free Body Diagram Pasak

#### 4.5.1 Perhitungan Lebar dan Tinggi Pasak



Gambar 4.19 Dimensi Pasak

Lebar dan tinggi pasak dapat dihitung menggunakan rumus sebagai berikut :

1. Lebar Pasak ( $W$ )

$$W = \frac{D_p}{4}$$

$$W = \frac{40 \text{ mm}}{4}$$

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

2. Tinggi Pasak ( $H$ )

$$H = \frac{2}{3} (W)$$

$$H = \frac{2}{3} (10 \text{ mm})$$

$$H = 6,667 \text{ mm}$$

#### 4.5.2 Perhitungan Panjang Minimal Pasak yang Diijinkan ( $L$ )

- Tinjauan terhadap tegangan geser ( $\tau_s$ )
  1. Tinjauan terhadap tegangan geser (*shear stress*), dengan besarnya gaya yang terjadi :

$$F = \frac{T}{(D/2)}$$

$$\tau = \frac{F}{A_s} = \frac{T}{\left(\frac{D_p}{2}\right)(WL)} = \frac{2T}{D_pWL}$$

2. Maksimum tegangan geser (*shear stress*) menggunakan rumus :

$$\tau_s = 0,5 S_y / N$$

3. Dapat dihitung panjang pasak minimal terhadap tegangan geser (*shear stress*) :

$$\frac{2T}{DpWL} \leq \frac{0,5 S_y}{N}$$

$$L \geq \frac{4T N}{Dp W S_y}$$

$$L \geq \frac{4 \times (65,705 Nm) \times 3}{(0,04 m) \times (0,01 m) \times 278.500.000 N/m^2}$$

$$L \geq 0,0070778 m$$

$$L \geq 7,0778 mm$$

- Tinjauan terhadap tegangan kompresi ( $\sigma_c$ )

1. Tinjauan terhadap tegangan kompresi (*compressive stress*), dengan besarnya gaya yang terjadi :

$$F = \frac{T}{(D/2)}$$

$$\sigma_c = \frac{F}{A_c} = \frac{T}{\left(\frac{Dp}{2}\right)(L)\left(\frac{H}{2}\right)} = \frac{4T}{DpLH}$$

2. Tegangan kompresi (*compressive stress*) menggunakan rumus :

$$\sigma_c = S_y / N$$

3. Dapat dihitung panjang pasak minimal terhadap tegangan kompresi (*compressive stress*) :

$$\frac{4T}{DpLH} \leq \frac{S_y}{N}$$

$$L \geq \frac{4T N}{Dp H S_y}$$

$$L \geq \frac{4 \times (65,705 Nm) \times 3}{(0,04 m) \times (0,006667 m) \times 278.500.000 N/m^2}$$

$$L \geq 0,01062 m$$

$$L \geq 10,62 mm$$

Sesuai dengan perhitungan minimal panjang pasak ( $L$ ) terhadap tegangan geser dan tegangan kompresi, maka panjang minimal pasak ( $L$ ) yang dipilih sebesar 15 mm (1,5 cm) agar melebihi faktor keamanan, sehingga dimensi pasak yang digunakan ( $p \times l \times t = 15 mm \times 10 mm \times 6,667 mm$ )

#### 4.6 Pengujian Kapasitas Mesin Pengupas Kulit Biji Ale

Berikut merupakan tabel hasil pengujian kapasitas mesin pengupas kulit biji ale dengan kapasitas pengupasan 30 kg :

Tabel 4.15 Hasil Pengujian Mesin

No.	Bahan Biji Ale	Hasil Biji Ale	Kulit Biji Ale (Ampas)	Waktu Pengupasan
1.	30 kg	11,5 kg	18,5 kg	5 menit 10 detik
2.	30 kg	11,7 kg	18,3 kg	5 menit 30 detik
3.	30 kg	11,2 kg	18,8 kg	5 menit 15 detik
Rata-rata				5 menit 18 detik

Jadi, sesuai data diatas maka dapat disimpulkan bahwa perbandingan hasil biji ale dengan kulit biji ale adalah  $\pm 1 : 3$ . Sesuai dengan tabel diatas maka kapasitas mesin pengupas kulit biji ale ( $Q$ ) dengan hasil terbesar sebesar 11,7 kg, sebagai berikut :

$$Q = \frac{m_{ale}}{t}$$

$$Q = \frac{11,7 \text{ kg}}{318 \text{ sec}} \times \frac{3600 \text{ sec}}{1 \text{ jam}}$$

$$Q = 132,453 \frac{\text{kg}}{\text{jam}}$$

Sehingga hasil massa biji ale yang sudah terkupas dalam waktu 8 jam kerja dapat dihitung sebagai berikut :

$$m_{ale} = Q \times 8 \text{ jam}$$

$$m_{ale} = 132,453 \frac{\text{kg}}{\text{jam}} \times 8 \text{ jam}$$

$$m_{ale} = 1059,624 \text{ kg}$$

$$m_{ale} = 1,006 \text{ Ton}$$

Jadi, untuk 8 jam kerja mesin pengupas kulit biji ale dapat menghasilkan 1059,624 kg atau 1,006 Ton biji ale terkupas.

## BAB V

### PENUTUP

#### 5.1 Kesimpulan

Berdasarkan hasil perhitungan dan hasil evaluasi ulang dapat disimpulkan sebagai berikut :

1. Dari hasil pengujian yang dilakukan, dapat disimpulkan bahwa gaya yang digunakan untuk menggerakkan mesin pengupas kulit biji ale sebesar 32 kgf serta daya yang dibutuhkan sebesar 5,73 HP.
2. Hasil dari perencanaan dan perhitungan elemen mesin pada alat pengupas biji ale adalah sebagai berikut :
  - a. Dalam perencanaan pembuatan alat, ditemukan diameter pulley 1 dan pulley 2 sebesar 4 inch dan 12 inch dengan kecepatan putar pulley sebesar 13,824m/s. Dengan putaran pulley sebesar 13,824m/s dan *speed ratio* sebesar 1 : 3, maka menggunakan jenis *V-Belt* dan *V-grooved*.
  - b. Poros menggunakan material AISI 1040 dengan  $s_u$  sebesar 620 MPa dan  $s_{yp}$  sebesar 415 MPa dan *safety factor* sebesar 3. Sehingga didapat diameter minimal poros sebesar 40mm atau 4cm.
  - c. Penggunaan *bearing* jenis UCP 208 (*SKF Bearing Catalogue*) karena menyesuaikan ukuran dari poros (*shaft*) sebesar 40 mm atau 4 cm, dengan *basic load static* ( $C_o$ ) sebesar 19 kN dan *basic load dynamic* ( $C$ ) sebesar 30,7 kN.
  - d. Pasak berbentuk silinder pejal dengan lebar 10 mm dan tinggi 6,6 mm dengan panjang minimal lebih dari sama dengan 7,07 mm.
3. Setelah melalui berbagai perencanaan hingga alat jadi serta telah melakukan sebuah percobaan, maka ditemukanlah waktu yang dibutuhkan mesin untuk mengupas biji ale sebanyak 30 kg. Yaitu selama 5 menit 18 detik.

## 5.2 Saran

Adapun saran untuk produk mesin pengupas biji ale adalah sebagai berikut:

1. Perlu dilakukan pengecekan dan perbaikan secara berkala pada komponen mesin pengupas biji ale.
2. Perlu adanya *Standard Operational Procedure* (SOP).
3. Perencanaan pada rangka mesin harus diperhitungkan secara menyeluruh sekaligus simulasi pada rangka mesin untuk memastikan dapat memenuhi faktor keamanan (*safety factor*) sehingga aman digunakan untuk menopang beban yang ada.

## DAFTAR PUSTAKA

Anam, C. (2016). *Perencanaan Daya dan Perhitungan Bantalan / Bearing pada Mesin Pengupas Kulit Kacang Hijau*. Surabaya: Institut Teknologi Sepuluh Nopember.

Deutschman, A. (1975). *Machine Design Theory*. London: Collier Macmillan International Publishing.

Dobrovolsky. (1994). *Machine Design Handbook*. New York: McGraw Hill, Inc.

Gupta, R. S., & Khurmi, J. K. (2005). *A Text Book of Machine Design*. New Delhi: Eurasia Publishing House (PVT.) LTD.

Kholis, M. N., & Majid, A. (2017). *Rancang Bangun Mesin Pengupas Biji Kopi dengan Kapasitas 60 kg/jam*. Surabaya: Institut Teknologi Sepuluh Nopember.

Mott, R. L., Vavrek, M. E., & Wang, J. (2018). *Machine Elements In Mechanical Design 6th Edition*. New York: Pearson Education, Inc.

Sato, G. T., & Hartanto, N. S. (2000). *Menggambar Mesin menurut Standar ISO*.

Jakarta: PT. Pradnya Paramita.

## LAMPIRAN

**Lampiran 1 : Properties of Carbon and Alloy Steels**

Material designation (SAE number)	Condition	Tensile strength		Yield strength		Ductility (percent elongation in 2 in)	Brinell hardness (HB)
		(ksi)	(MPa)	(ksi)	(MPa)		
1020	Hot-rolled	55	379	30	207	25	111
1020	Cold-drawn	61	420	51	352	15	122
1020	Annealed	60	414	43	296	38	121
1040 <sup>1</sup>	Hot-rolled	72	496	42	290	18	144
1040	Cold-drawn	80	552	71	490	12	160
1040	OQT 1300	88	607	61	421	33	183
1040	OQT 400	113	779	87	600	19	262
1050	Hot-rolled	90	620	49	338	15	180
1050	Cold-drawn	100	690	84	579	10	200
1050	OQT 1300	96	662	61	421	30	192
1050	OQT 400	143	986	110	758	10	321
1117	Hot-rolled	65	448	40	276	33	124
1117	Cold-drawn	80	552	65	448	20	138
1117	WQT 350	89	614	50	345	22	178
1137	Hot-rolled	88	607	48	331	15	176
1137	Cold-drawn	98	676	82	565	10	196
1137	OQT 1300	87	600	60	414	28	174
1137	OQT 400	157	1083	136	938	5	352
1144 <sup>1</sup>	Hot-rolled	94	648	51	352	15	188
1144	Cold-drawn	100	690	90	621	10	200
1144	OQT 1300	96	662	68	469	25	200
1144	OQT 400	127	876	91	627	16	277
1213	Hot-rolled	55	379	33	228	25	110
1213	Cold-drawn	75	517	58	340	10	150
12L13	Hot-rolled	57	393	34	234	22	114
12L13	Cold-drawn	70	483	60	414	10	140
1340 <sup>1</sup>	Annealed	102	703	63	434	26	207
1340	OQT 1300	100	690	75	517	25	235
1340	OQT 1000	144	993	132	910	17	363
1340	OQT 700	221	1520	197	1360	10	444
1340	OQT 400	285	1960	234	1610	8	578
3140	Annealed	95	655	67	462	25	187
3140	OQT 1300	115	792	94	648	23	233
3140	OQT 1000	152	1050	133	920	17	311
3140	OQT 700	220	1520	200	1380	13	461
3140	OQT 400	280	1930	248	1710	11	555
4130	Annealed	81	558	52	359	28	156
4130	WQT 1300	98	676	89	614	28	202
4130	WQT 1000	143	986	132	910	16	302
4130	WQT 700	208	1430	180	1240	13	415
4130	WQT 400	234	1610	197	1360	12	461
4140 <sup>1</sup>	Annealed	95	655	54	372	26	197
4140	OQT 1300	117	807	100	690	23	235
4140	OQT 1000	168	1160	152	1050	17	341
4140	OQT 700	231	1590	212	1460	13	461
4140	OQT 400	290	2000	251	1730	11	578
4150	Annealed	106	731	55	379	20	197
4150	OQT 1300	127	880	116	800	20	262
4150	OQT 1000	197	1360	181	1250	11	401
4150	OQT 700	247	1700	229	1580	10	495
4150	OQT 400	300	2070	248	1710	10	578

(Continued)



Material designation (SAE number)	Condition	Tensile strength		Yield strength		Ductility (percent elongation in 2 in)	Brinell hardness (HB)
		(ksi)	(MPa)	(ksi)	(MPa)		
4340 <sup>1</sup>	Annealed	108	745	68	469	22	217
4340	OQT 1300	140	965	120	827	23	280
4340	OQT 1000	171	1180	158	1090	16	363
4340	OQT 700	230	1590	206	1420	12	461
4340	OQT 400	283	1950	228	1570	11	555
5140	Annealed	83	572	42	290	29	167
5140	OQT 1300	104	717	83	572	27	207
5140	OQT 1000	145	1000	130	896	18	302
5140	OQT 700	220	1520	200	1380	11	429
5140	OQT 400	276	1900	226	1560	7	534
5150	Annealed	98	676	52	359	22	197
5150	OQT 1300	116	800	102	700	22	241
5150	OQT 1000	160	1100	149	1030	15	321
5150	OQT 700	240	1650	220	1520	10	461
5150	OQT 400	312	2150	250	1720	8	601
5160	Annealed	105	724	40	276	17	197
5160	OQT 1300	115	793	100	690	23	229
5160	OQT 1000	170	1170	151	1040	14	341
5160	OQT 700	263	1810	237	1630	9	514
5160	OQT 400	322	2220	260	1790	4	627
6150 <sup>1</sup>	Annealed	96	662	59	407	23	197
6150	OQT 1300	118	814	107	738	21	241
6150	OQT 1000	183	1260	173	1190	12	375
6150	OQT 700	247	1700	223	1540	10	495
6150	OQT 400	315	2170	270	1860	7	601
8650	Annealed	104	717	56	386	22	212
8650	OQT 1300	122	841	113	779	21	255
8650	OQT 1000	176	1210	155	1070	14	363
8650	OQT 700	240	1650	222	1530	12	495
8650	OQT 400	282	1940	250	1720	11	555
8740	Annealed	100	690	60	414	22	201
8740	OQT 1300	119	820	100	690	25	241
8740	OQT 1000	175	1210	167	1150	15	363
8740	OQT 700	228	1570	212	1460	12	461
8740	OQT 400	290	2000	240	1650	10	578
9255	Annealed	113	780	71	490	22	229
9255	Q&T 1300	130	896	102	703	21	262
9255	Q&T 1000	181	1250	160	1100	14	352
9255	Q&T 700	260	1790	240	1650	5	534
9255	Q&T 400	310	2140	287	1980	2	601

Notes: Properties common to all carbon and alloy steels.

Poisson's ratio: 0.27.

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

Coefficient of thermal expansion:  $6.5 \times 10^{-6}$  in/in-F<sup>-1</sup>.

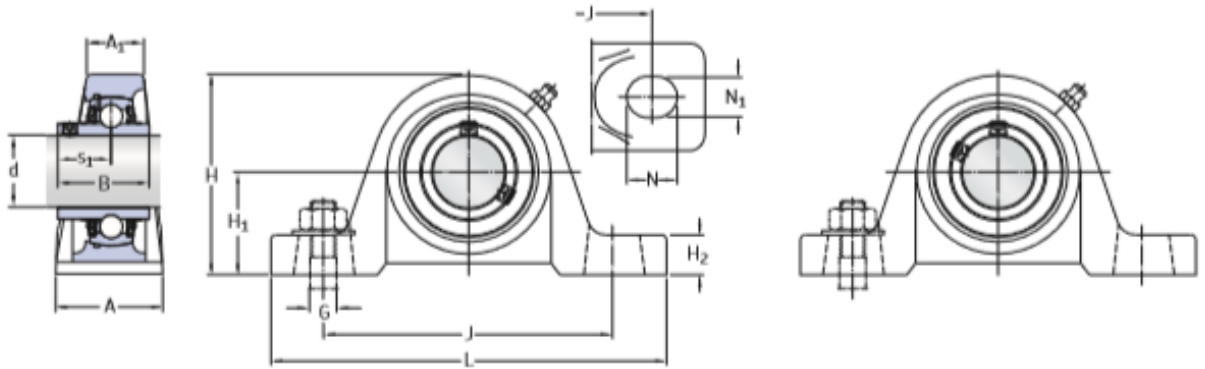
Density: 0.283 lb/in<sup>3</sup>; 7680 kg/m<sup>3</sup>.

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

<sup>1</sup>See Appendix 4 for graphs of properties versus heat treatment.

## Lampiran 2 : Dimension and Load of Pillow Block Ball Bearings

Pillow block ball bearing units, grub screw locking, metric shafts  
d 20 – 100 mm



UCP 204/H to UCP 213/H

UCP 214 to UCP 218  
UCP 306 to UCP 320

Principal dimensions			Basic load ratings		Fatigue load limit	Limiting speed	Mass	Designations
d	H <sub>1</sub>	J	C	C <sub>0</sub>	P <sub>u</sub>	with shaft tolerance h6	kg	–
mm			kN			r/min		
20	33,3	95	12,7	6,55	0,28	6 500	0,6	UCP 204/H
25	36,5	105	14	7,8	0,335	5 850	0,76	UCP 205/H
30	42,9	121	19,5	11,2	0,475	5 000	1,2	UCP 206/H
	50	140	26,5	15	0,64	5 300	2,15	UCP 306
35	47,6	127	25,5	15,3	0,655	4 300	1,5	UCP 207/H
	56	160,5	33,2	19,3	0,815	4 700	3	UCP 307
40	49,2	137	30,7	19	0,8	3 750	2	UCP 208/H
	60	170,5	41	24	1,02	4 200	3,6	UCP 308
45	54	146	33,2	21,6	0,915	3 400	2,2	UCP 209/H
	67	190	52,7	32	1,34	3 750	5,05	UCP 309
50	57,2	159	35,1	23,2	0,98	3 300	2,7	UCP 210/H
	75	212,5	61,8	38	1,6	3 400	6,5	UCP 310
55	63,5	171	43,6	29	1,25	3 000	3,55	UCP 211/H
	80	236,5	71,5	45	1,9	3 100	7,8	UCP 311
60	69,8	184	52,7	36	1,53	2 700	4,55	UCP 212/H
	85	250,5	81,9	52	2,2	2 900	9,75	UCP 312
65	76,2	203	57,2	40	1,7	2 350	6,25	UCP 213/H
70	79,4	210	62,4	45	1,86	2 250	6,8	UCP 214
75	82,6	217	66,3	49	2,04	2 100	7,3	UCP 215
	100	290,5	114	76,5	3	2 300	15,5	UCP 315
80	88,9	232	71,5	54	2,2	1 900	9,45	UCP 216
	106	300,5	124	86,5	3,25	2 150	18,2	UCP 316
85	95,2	247	83,2	64,0	2,5	1 800	12,9	UCP 217
90	101,6	262	95,6	72	2,7	1 600	14,1	UCP 218
100	140	380,5	174	140	4,75	1 700	36,7	UCP 320

### Lampiran 3 : Catalogue Dong Feng Diesel Motor Model R

#### DIESEL MODEL R

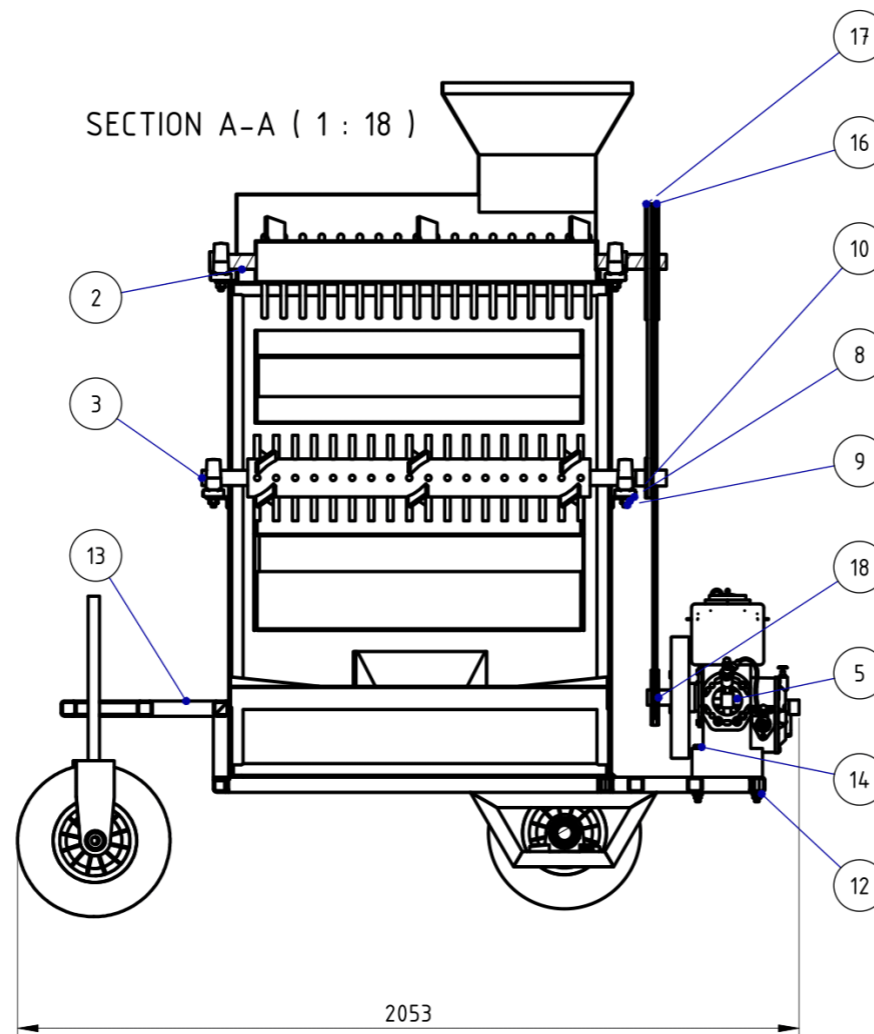
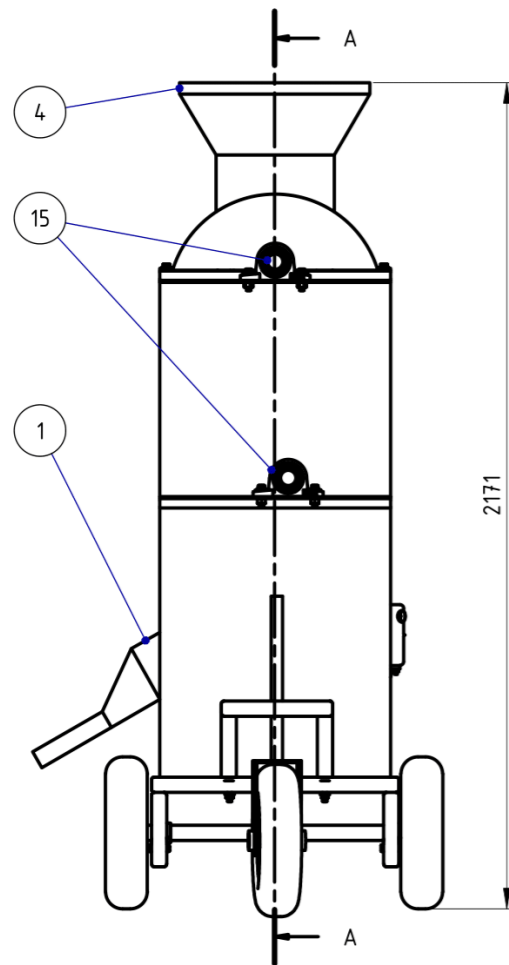
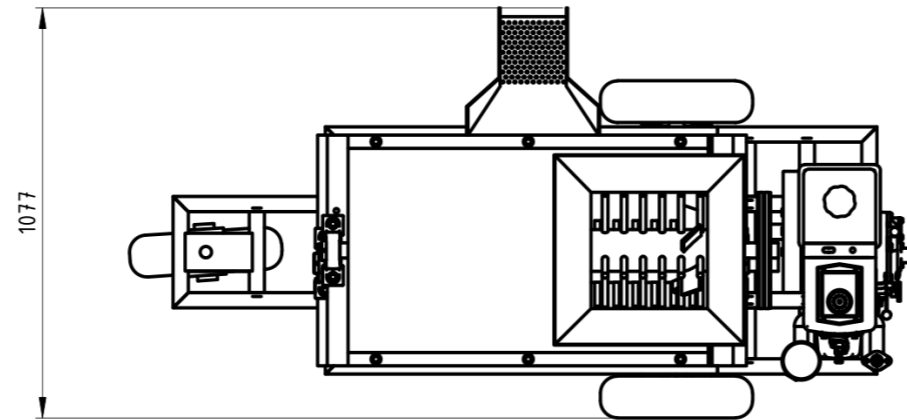


	R175 A	R175 ANL	R180	R180 NL	R185	R185 NL
TIPE	4 LANGKAH					
SISTEM PEMBAKARAN	RUANG BAKAR KAMAR PUSAR					
JUMLAH SILINDER	1	1	1	1	1	1
DIAMETER X PANJANG LANGKAH	75 X 80	75 X 80	80 X 80	80 X 80	85 X 90	85 X 90
VOLUME SILINDER	0.353	0.353	0.402	0.402	0.510	0.510
PERBANDINGAN KOMPRESI	22:1	22:1	21:1	21:1	22:1	22:1
TENAGA MAXIMUM / RPM	7HP / 2600	7HP / 2600	8HP / 2600	8HP / 2600	10HP / 2400	10HP / 2400
TENAGA RATA-RATA	6HP / 2600	6HP / 2600	7HP / 2600	7HP / 2600	9HP / 2400	9HP / 2400
PEMAKAIAN BAHAN BAKAR	≤294.2	≤294.2	≤292.7	≤292.7	≤288.4	≤288.4
KAPASITAS ISI OLI	2 L	2 L	2.5 L	2.5 L	3 L	3 L
SISTEM PENDINGIN	AIR DENGAN HOPER	AIR DENGAN RADIATOR	AIR DENGAN HOPER	AIR DENGAN RADIATOR	AIR DENGAN HOPER	AIR DENGAN RADIATOR
SISTEM PELUMASAN	TEKANAN / PERCIKAN	TEKANAN / PERCIKAN	TEKANAN / PERCIKAN	TEKANAN / PERCIKAN	TEKANAN / PERCIKAN	TEKANAN / PERCIKAN
CARA MENGHIDUPKAN	ENGGOL	ENGGOL	ENGGOL	ENGGOL	ENGGOL	ENGGOL
JENIS OLI	SAE 40 JENIS DIESEL	SAE 40 JENIS DIESEL	SAE 40 JENIS DIESEL	SAE 40 JENIS DIESEL	SAE 40 JENIS DIESEL	SAE 40 JENIS DIESEL
KAPASITAS TANGKI MINYAK	4.75 L	4.75 L	5.88 L	5.88 L	9.4 L	8.23 L
KAPASITAS TANGKI AIR	7 L	2 L	7 L	2 L	7 L	2 L
UKURAN PETI	380 X 570 X 550	380 X 570 X 550	380 X 590 X 550	380 X 590 X 550	395 X 700 X 630	400 X 720 X 630
BERAT KOTOR	77 KG	80 KG	84 KG	87 KG	112 KG	117 KG
BERAT BERSIH	72 KG	75 KG	79 KG	82 KG	104 KG	109 KG

**Lampiran 4 : Modulus Elasticity of Materials (Dobrovolsky,1985)**

<i>Materials</i>	<i>Modulus of Elasticity (E)</i>	
	GPa	MPsi
<b><i>Metals</i></b>		
<i>Aluminium</i>	62	9
<i>Aluminium alloys</i>	70	10,2
<i>Aluminium tin</i>	63	9,1
<i>Babbit, lead-based white metal</i>	29	4,2
<i>Babbit, tin-based white metal</i>	52	7,5
<i>Brasses</i>	100	14,5
<i>Bronze, aluminium</i>	117	17
<i>Bronze, leaded</i>	97	14,1
<i>Bronze, phosphor</i>	110	16
<i>Bronze, porous</i>	60	8,7
<i>Copper</i>	124	18
<i>Iron, gray cast</i>	109	15,8
<i>Iron, melleable cast</i>	170	24,7
<i>Iron, spheroidal graphite</i>	159	23,1
<i>Iron, porous</i>	80	11,6
<i>Iron, wrought</i>	170	24,7
<i>Magnesium alloys</i>	41	5,9
<i>Steel, low alloys</i>	196	28,4

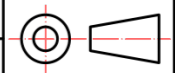
<i>Steel, medium and high alloys</i>	200	29
<i>Steel, stainless</i>	193	28
<i>Steel, high speed</i>	212	30,7
<b><i>Polymers</i></b>		
<i>Acetal (polyformaldehyde)</i>	2,7	0,39
<i>Nylons (polyamides)</i>	1,9	0,28
<i>Polyethylene, high density</i>	0,9	0,13
<i>Phenol formaldehyde</i>	7	1,02
<i>Rubber, natural</i>	0,004	0,0006
<b><i>Ceramics</i></b>		
<i>Alumina (Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>)</i>	390	56,6
<i>Graphite</i>	27	3,9
<i>Cemented carbides</i>	450	65,3
<i>Silicone carbides (SiC)</i>	450	65,3
<i>Silicone nitride (Si<sub>2</sub>N<sub>4</sub>)</i>	314	45,5

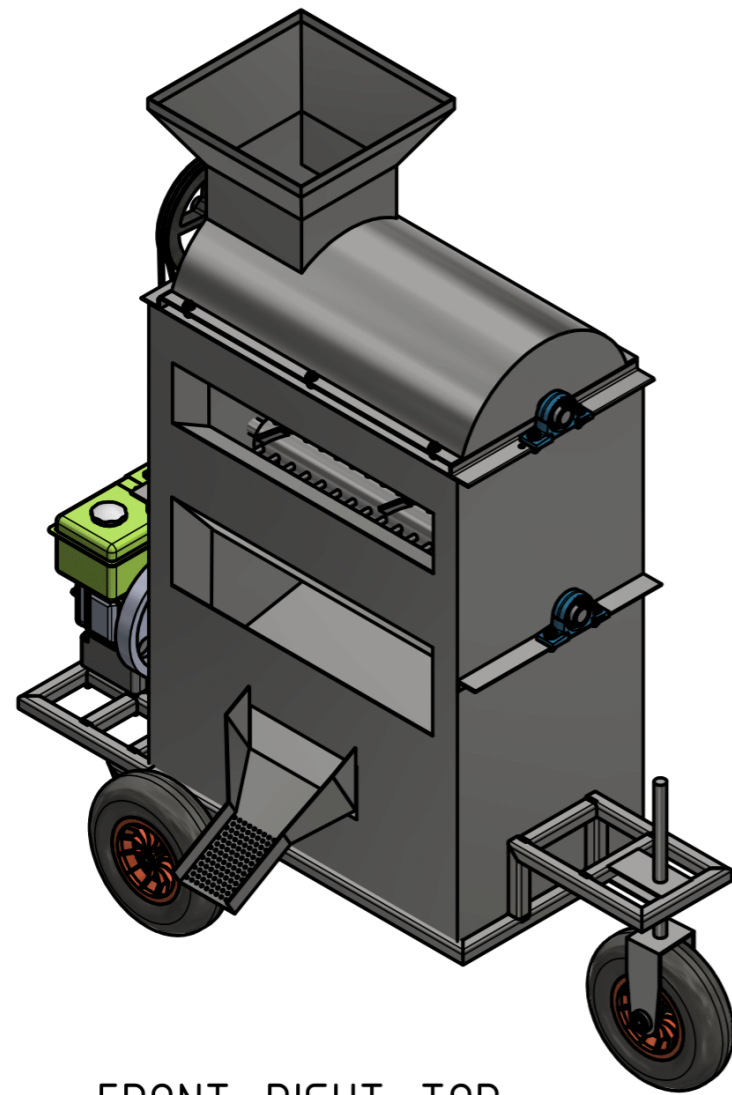


18	2	Grooved Pulley2	
17	3	Grooved Pulley1	
16	3	V-Belt	
15	4	UCP	
14	4	AS 1111 - M12 x 140	ISO metric hexagon commercial bolts and screws
13	1	Cassis	
12	10	DIN 6923 - M12	Hex Nut
11	6	DIN 6921 - M12 x 25	Hexagon Flange Bolt
10	8	AS 1252 - M12	High - strength steel bolts with associated nuts and washers
9	8	ISO 4162 - M12 x 45	Hexagon flange bolts - Small Series
8	606,000 mm	Dudukan Housing 2	Hot-rolled steel sections - Part 2: Unequal-leg angles
7	606,000 mm	Dudukan Housing	Hot-rolled steel sections - Part 2: Unequal-leg angles
6	4	UCP208	
5	1	Diesel	
4	1	Corong	
3	1	Pencacah bawah	
2	1	Pencacah	
1	1	Body Full	
ITEM	QTY	PART NUMBER	DESCRIPTION

DEPARTEMEN TEKNIK MESIN INDUSTRI ITS

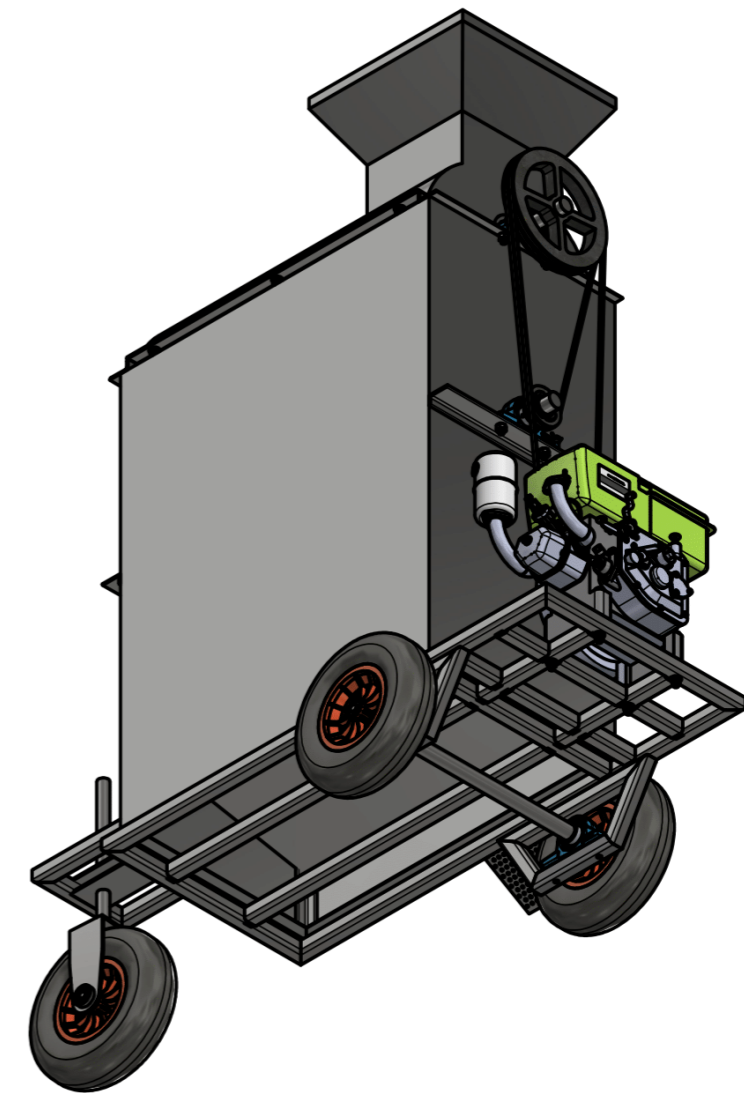
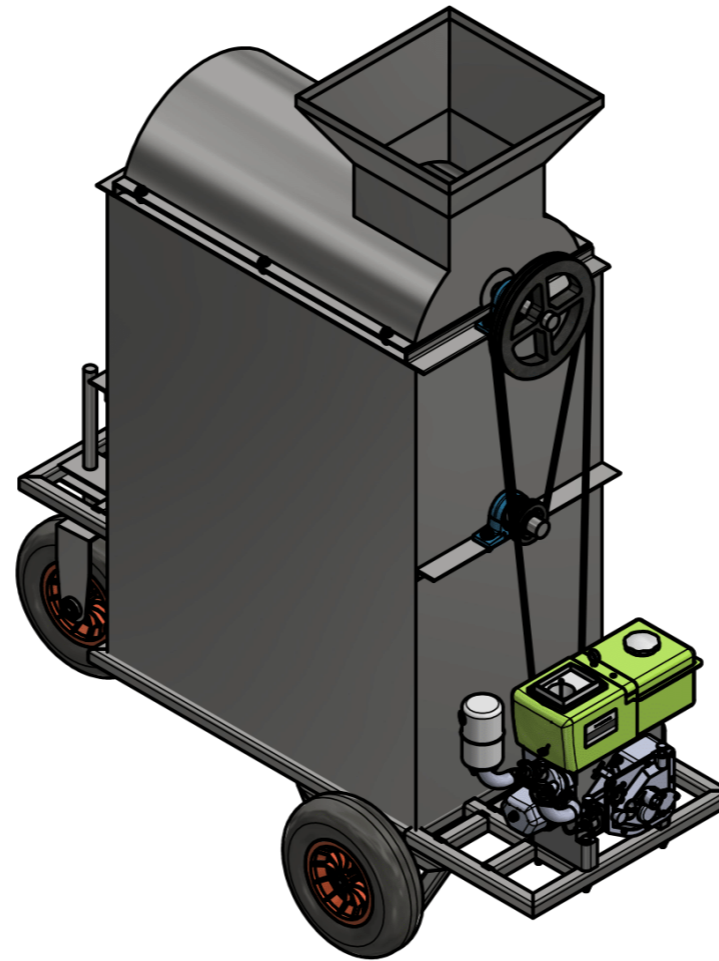
Title :	MESIN PENGUPAS KULIT ALE	Designed :	-	Units :	mm
Project :	ASSEMBLY DRAWING	Time :	-	Page :	1/6
		Scale :	1 : 18		
		Sheet Size :	A3		





FRONT, RIGHT, TOP

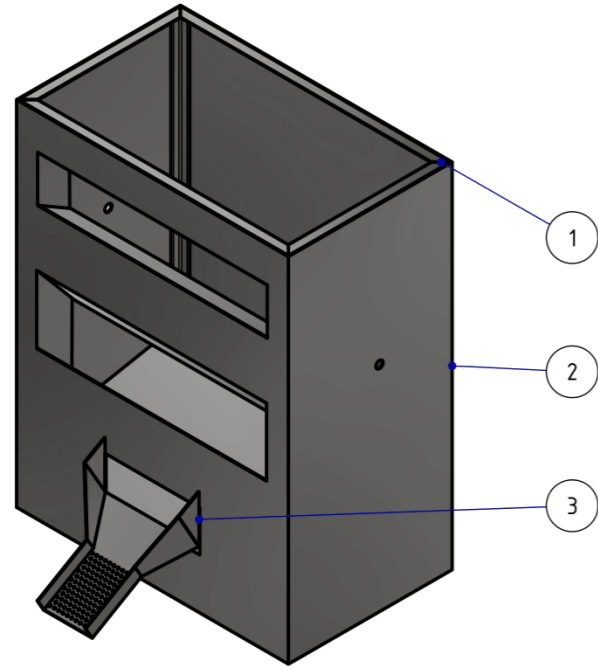
BACK, LEFT, TOP



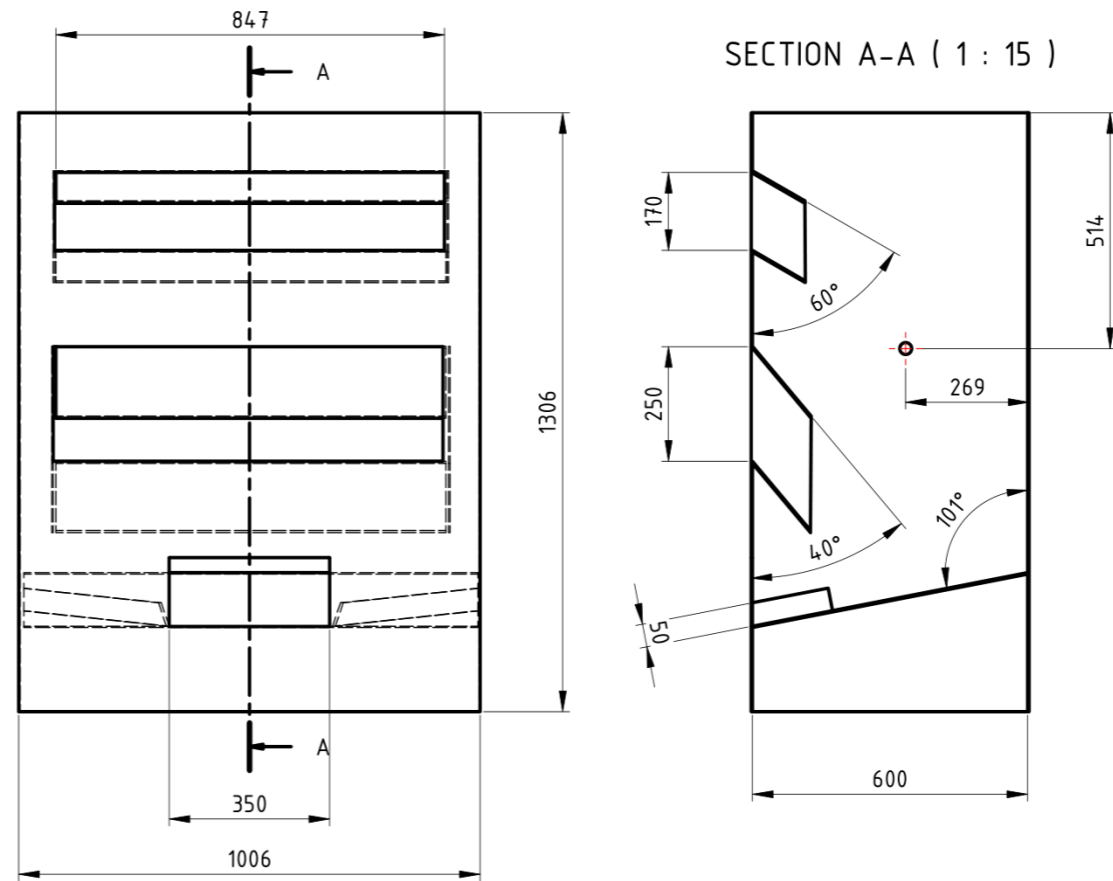
BACK, BOTTOM, LEFT

DEPARTEMEN TEKNIK MESIN INDUSTRI ITS

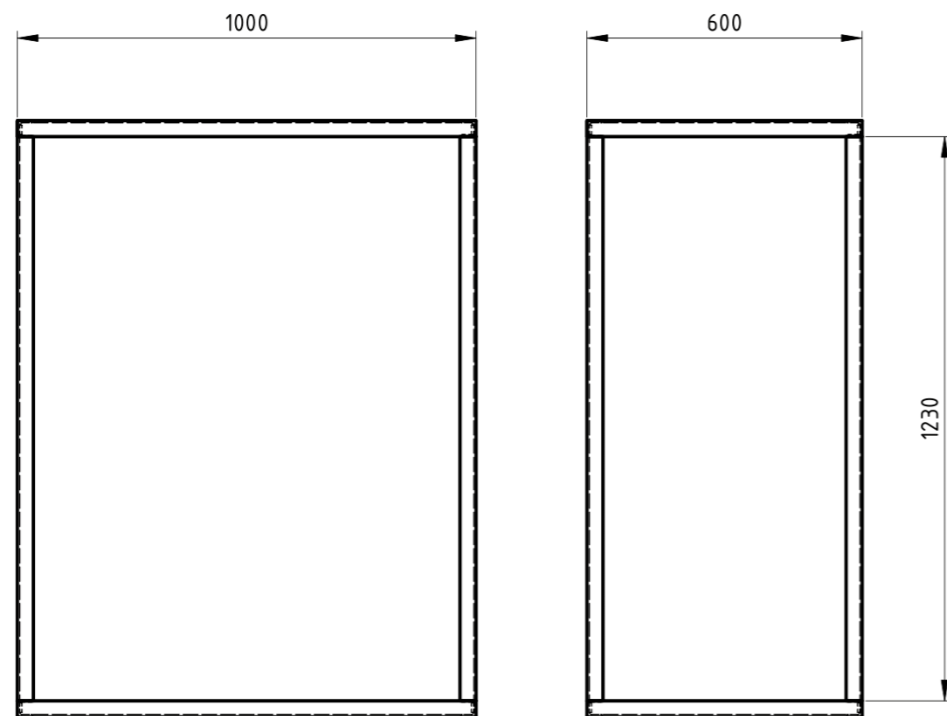
Title :	MESIN PENGUPAS KULIT ALE	Designed :	-	Units :	mm
Project :	ISOMETRIC VIEW	Time :	-	Page :	2/6
		Scale :	1 : 16		
		Sheet Size :	A3		



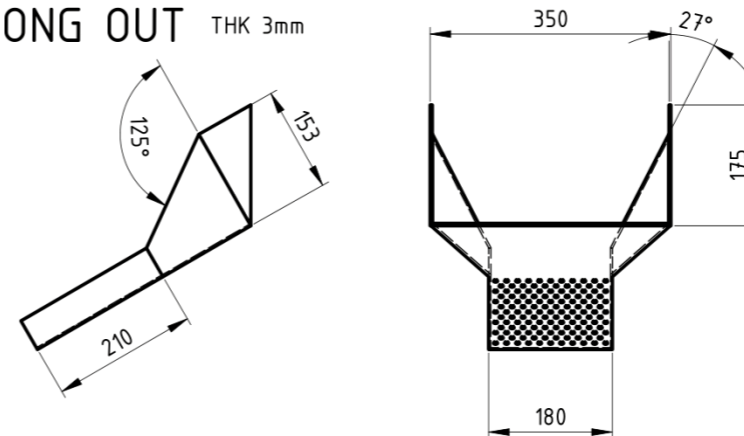
## 2. BODY THK 3mm



## 3. FRAME

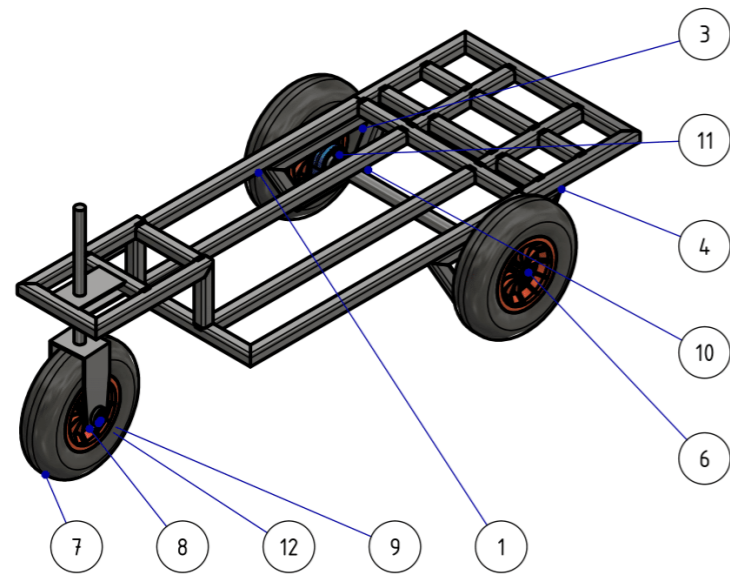


## 1. CORONG OUT THK 3mm

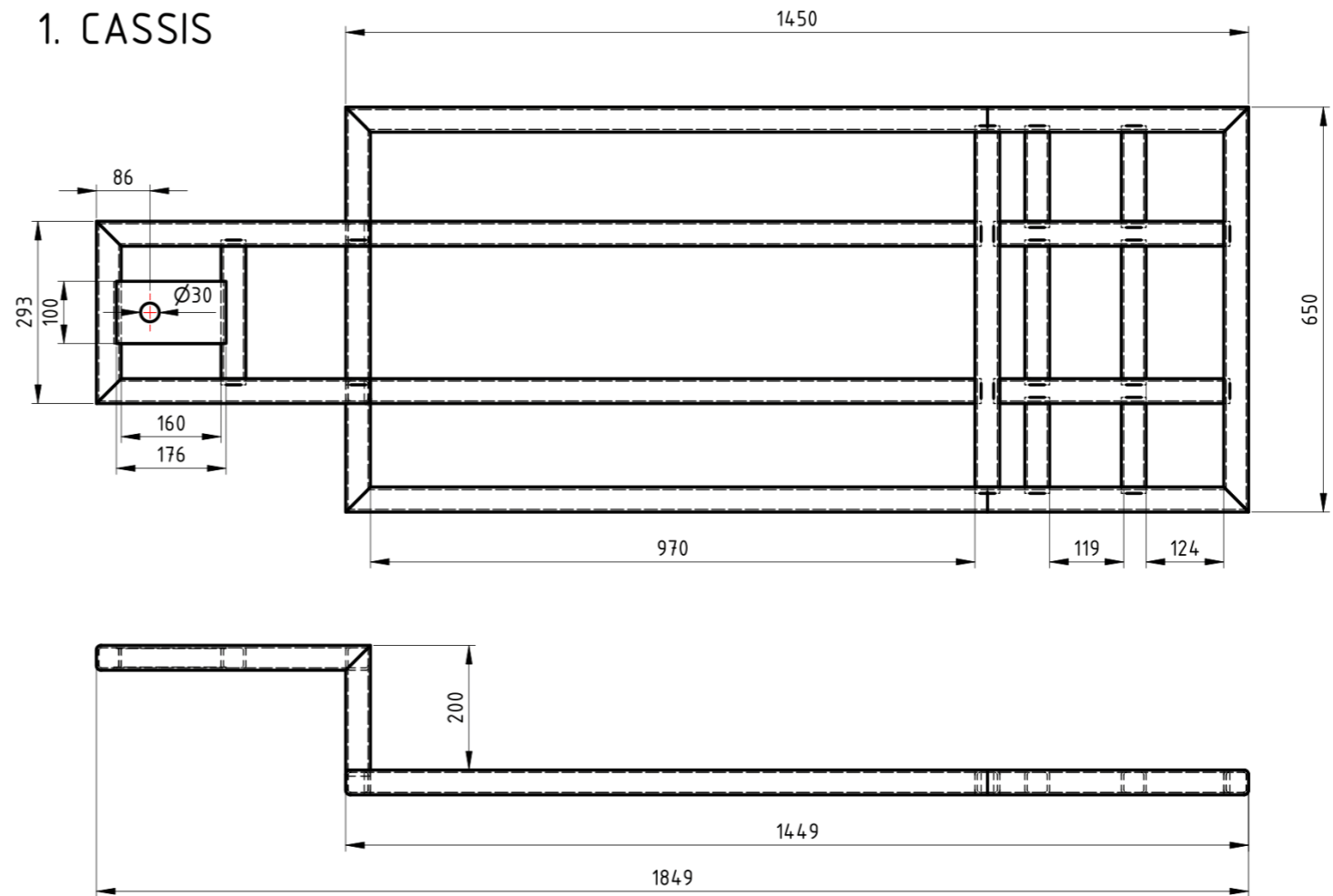


3	1	Corong Out	
2	1	body	
1	1	frame body	Profil L 35x35x3
ITEM	QTY	PART NUMBER	DESCRIPTION
<b>DEPARTEMEN TEKNIK MESIN INDUSTRI ITS</b>			
Title :		MESIN PENGUPAS KULIT ALE	Designed : - Units : mm
Project :			Time : - Page : 3/6
			Scale : 1 : 18 Sheet Size : A3

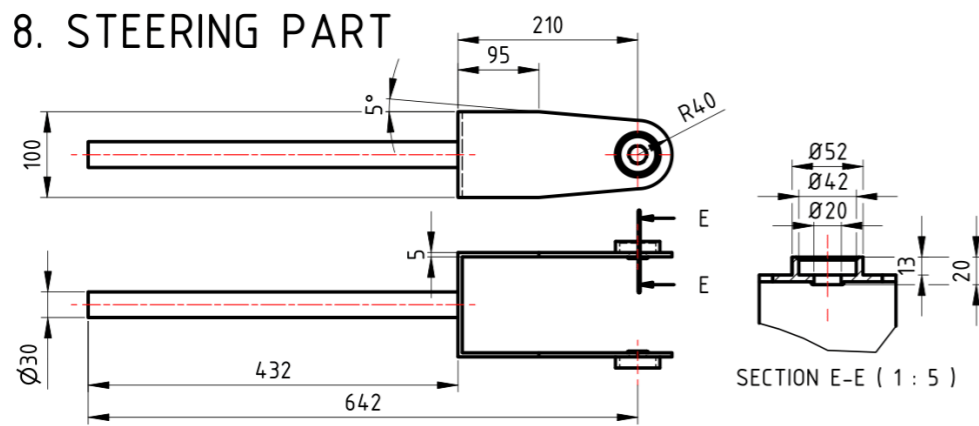




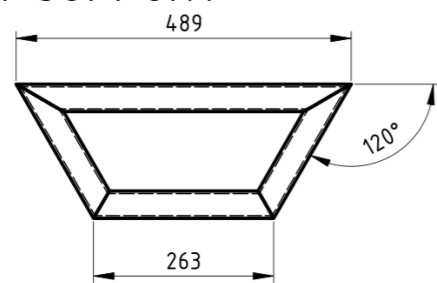
### 1. CASSIS



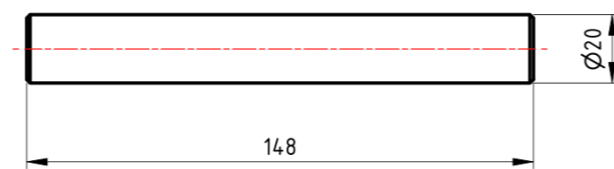
### 8. STEERING PART



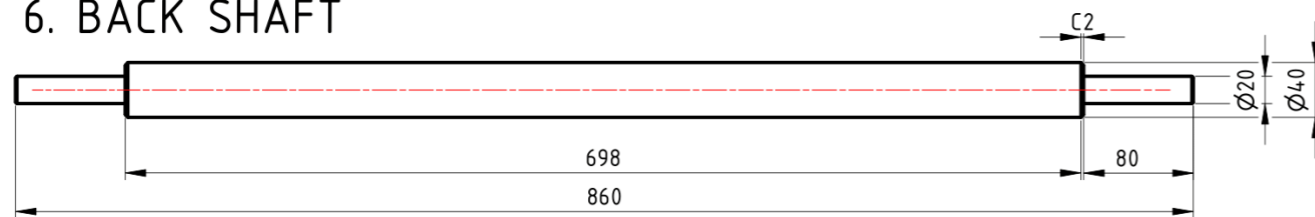
### 4. SUPPORT



### 9. FRONT SHAFT



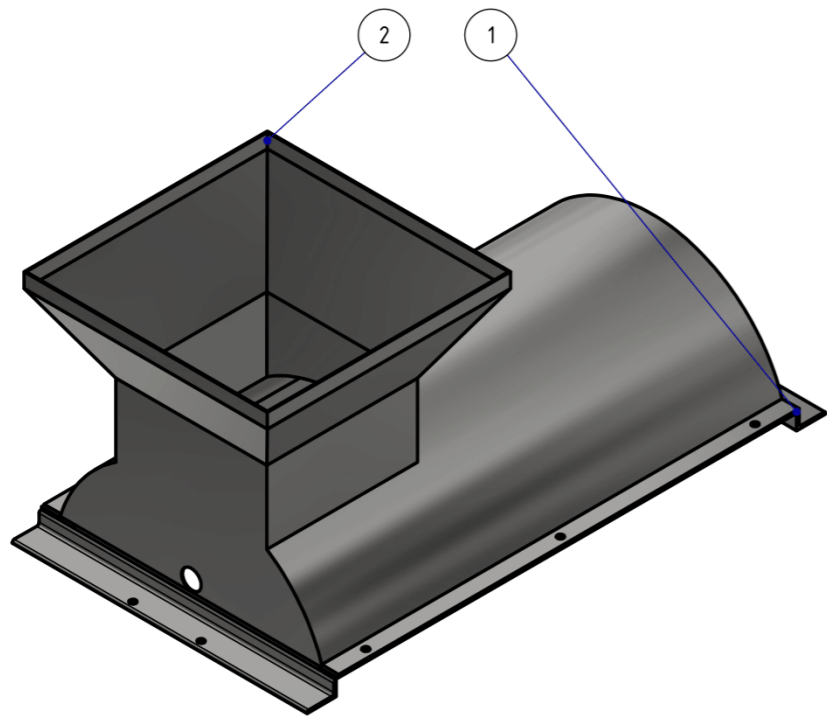
### 6. BACK SHAFT



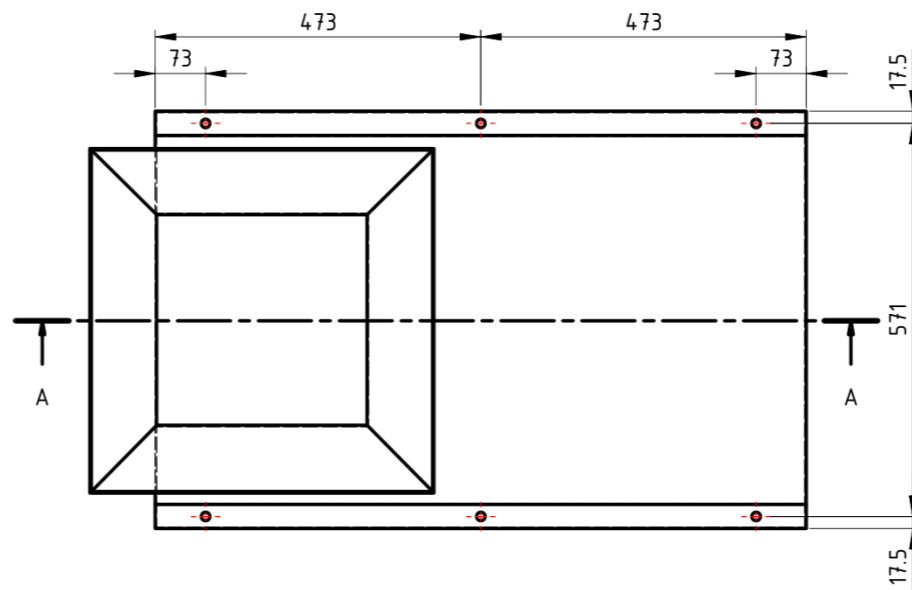
12	2	Bearing	
11	2	UCP	
10	1	Assem1	
9	1	front ass	
8	1	steering part	
7	2	wheel	
6	1	Front Shaft	
5	2	UCP208	
4	2	support	
3	1	Pedal Go Kart wheel ø400 x 100.step	
2	1	Split Rim Assembly.IGS	
1	1	Cassis	Hollow 40x40x2.5
ITEM	QTY	PART NUMBER	DESCRIPTION

### DEPARTEMEN TEKNIK MESIN INDUSTRI ITS

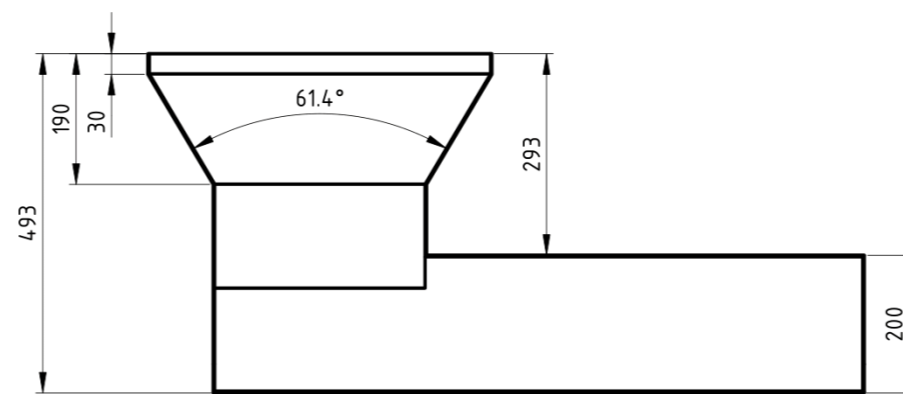
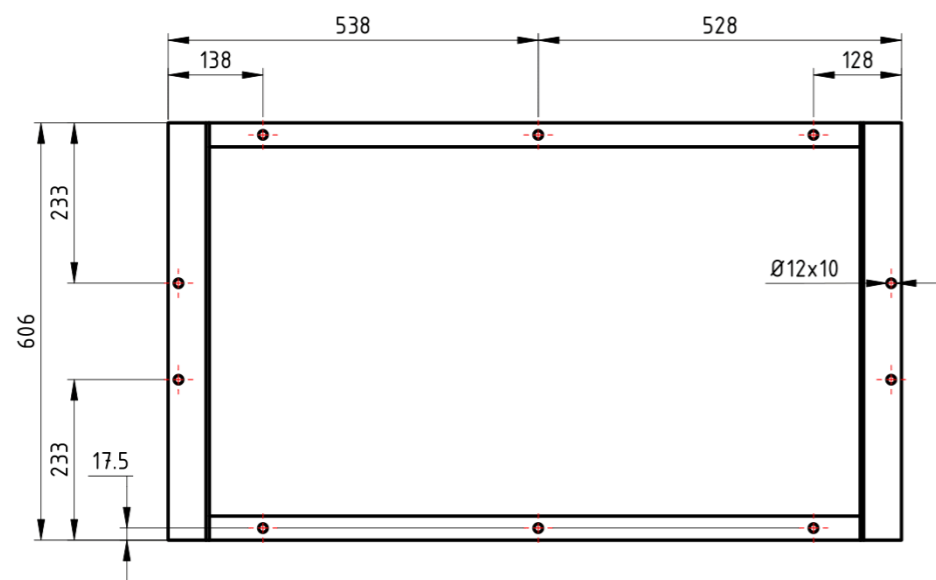
Title :	MESIN PENGUPAS KULIT ALE	Designed : -	Units : mm
Project :		Time : -	Page : 4/6
		Scale : 1 : 18	
		Sheet Size : A3	



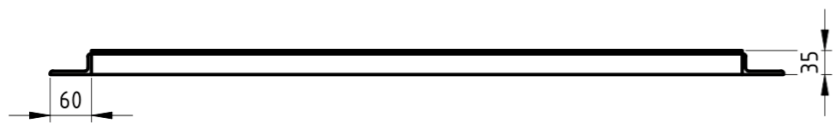
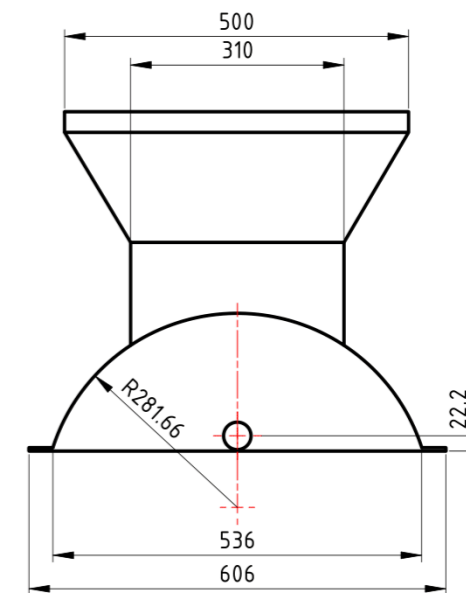
### 1. TUTUP ATAS



### 1. FRAME ATAS

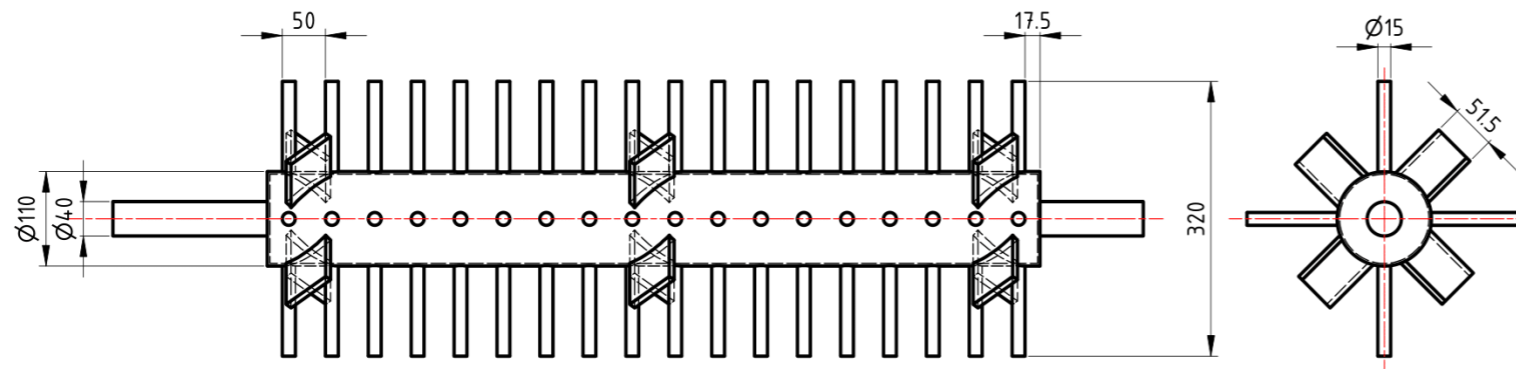


SECTION A-A ( 1 : 10 )

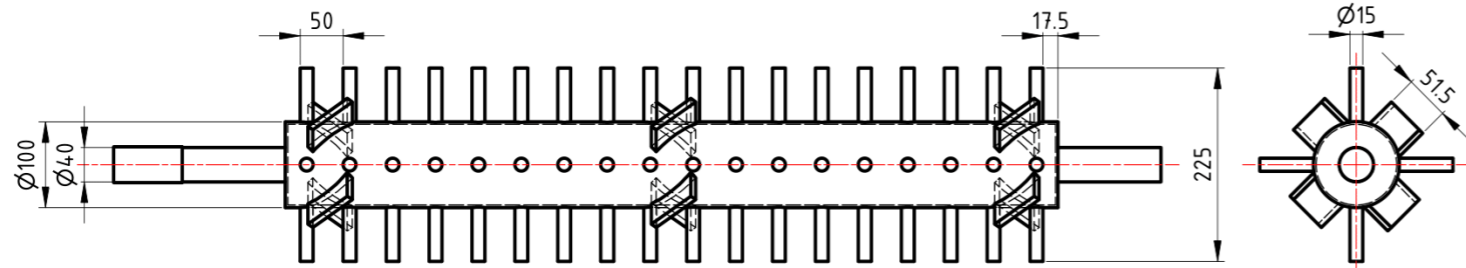


2	1	Tutup Atas	
1	1	Frame Atas	
ITEM	QTY	PART NUMBER	DESCRIPTION
<b>DEPARTEMEN TEKNIK MESIN INDUSTRI ITS</b>			
Title :		MESIN PENGUPAS KULIT ALE	Designed : - Units : mm
Project :			Time : - Page : 5/6
			Scale : 1 : 10 Sheet Size : A3

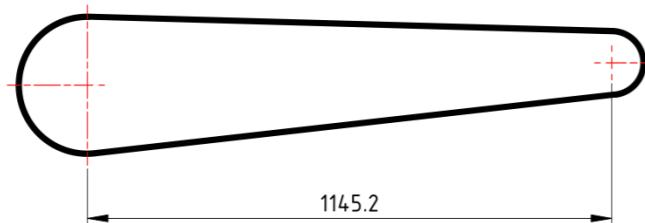
1. GILINGAN 2



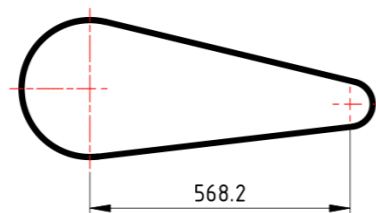
2. GILINGAN 2



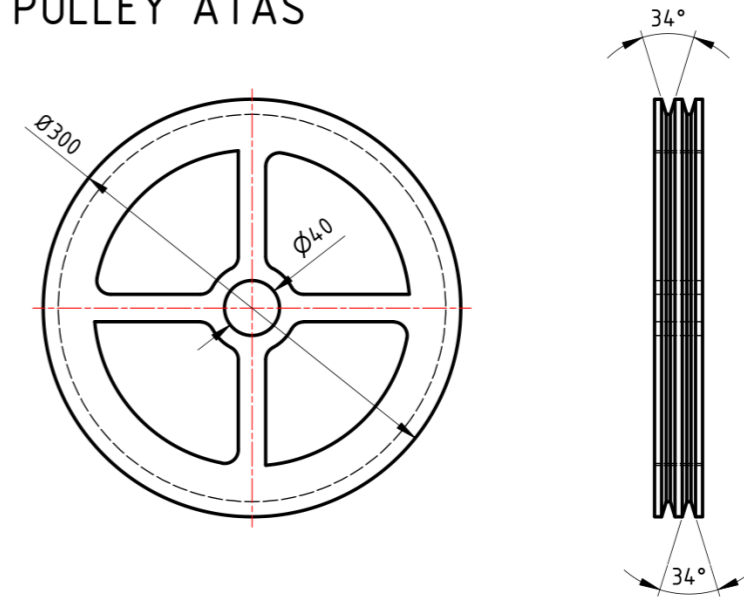
3. V BELT 1



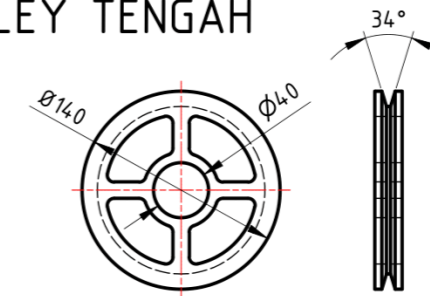
4. V BELT 2



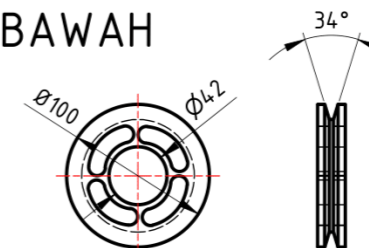
5. PULLEY ATAS



6. PULLEY TENGAH



7. PULLEY BAWAH



DEPARTEMEN TEKNIK MESIN INDUSTRI ITS

Title :	MESIN PENGUPAS KULIT ALE	Designed : -	Units : mm
Project :		Time : -	Page : 6/6
		Scale : 1 : 8	
		Sheet Size : A3	

## BIODATA PENULIS



Penulis yang mempunyai nama lengkap Ageng Pangestu lahir di Jombang, 4 Mei 1998. Merupakan putra ketiga dari empat bersaudara pasangan Bapak Kiswadi dan Ibu Munfaridah yang beralamat di Desa Bandung, Kecamatan Diwek, Kabupaten Jombang. Menempuh Pendidikan formal pertama di SDN Bandung 1, dilanjutkan di MTs SS Bandung, dan SMK Dwija Bhakti 1 Jombang. Kemudian penulis lulus dan melanjutkan studi Sarjana Terapan di Departemen Teknik Mesin Industri ITS melalui program seleksi SMITS (Seleksi Masuk ITS) pada tahun 2017 dengan Nomor Registrasi Pokok (NRP) 10211710013002.

Di Departemen Teknik Mesin Industri ITS ini penulis mengambil spesialisasi di program studi Teknologi Rekayasa Konversi Energi. Penulis sempat melakukan Magang Industri selama 4 bulan di Laboratorium DTMI. Selain itu penulis juga berperan aktif dalam kegiatan didalam maupun diluar kampus yang diwujudkan dalam peran aktif di Himpunan Mahasiswa Departemen Teknik Mesin Industri.