



TUGAS AKHIR – VM180629

**RANCANG BANGUN ALAT PENGIRIS CINCAU
HITAM DENGAN SISTEM PENGGERAK EKSENTRIK**

**Alvin Aprillian
NRP. 10211600010020**

**Fino Abdhy Satrya
NRP. 10211600010023**

**Dosen Pembimbing :
Ir. Syamsul Hadi, MT
NIP. 19581103 198701 1 001**

**Co. Pembimbing :
Ir. Suhariyanto, MT
NIP. 19620424 198903 1 005**

**DEPARTEMEN TEKNIK MESIN INDUSTRI
DISNAKERTRANS PROVINSI JAWA TIMUR
Fakultas Vokasi
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya2020**



TUGAS AKHIR – VM180629

**RANCANG BANGUN ALAT PENGIRIS CINCAU
HITAM DENGAN SISTEM PENGGERAK EKSENTRIK**

**Alvin Aprillian
NRP. 10211600010020**

**Fino Abdhy Satrya
NRP. 10211600010023**

**Dosen Pembimbing :
Ir. Syamsul Hadi, MT
NIP. 19581103 198701 1 001**

**Co. Pembimbing :
Ir. Suhariyanto, MT
NIP. 19620424 198903 1 005**

**DEPARTEMEN TEKNIK MESIN INDUSTRI
DISNAKERTRANS PROVINSI JAWA TIMUR
Fakultas Vokasi
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2020**



FINAL PROJECT – VM180629

**DESIGN OF BLACK GRASS JELLY SLICER WITH
EKSENTRIK**

**Alvin Aprillian
NRP. 10211600010020**

**Fino Abdhy Satrya
NRP. 10211600010023**

**Counsellor Lecturer :
Ir. Syamsul Hadi, MT
NIP. 19581103 198701 1 001**

**Co. Counsellor :
Ir. Suhariyanto, MT
NIP. 19620424 198903 1 005**

**DEPARTMENT OF MECHANICAL INDUSTRY
DISNAKERTRANS EAST JAVA PROVINCE
Vocational Faculty
Sepuluh Nopember Institut of Technology
Surabaya 2020**

LEMBAR PENGESAHAN
RANCANG BANGUN ALAT PENGIRIS CINCAU
HITAM DENGAN SISTEM PENGGERAK EKSENTRIK
TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Ahli Madya
Program Studi Diploma III
Departemen Teknik Mesin Industri Kerjasama Disnakertrans
Fakultas Vokasi
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
SURABAYA

Oleh :

Alvin Aprillian

NRP. 10211600010020

Fino Abdhy Satrya

NRP. 10211600010023

Menyetujui,

Dosen Pembimbing



H. Syamsul Hadi, M.T

NIP. 195811031987011001

SURABAYA, JANUARI 2020

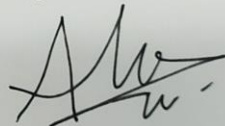
PERNYATAAN TIDAK MELAKUKAN PLAGIAT

Saya yang bertanda tangan dibawah ini :

Nama : Alvin Aprillian
NRP : 10211600010020
Program Studi : Diploma III Teknik Mesin
Departemen : Teknik Mesin Industri
Fakultas : Vokasi

Menyatakan dengan ini sesungguhnya bahwa Tugas Akhir (TA) yang saya tulis ini benar – benar tulisan saya, dan bukan merupakan plagiasi. Apabila di kemudian hari terbukti atau dapat dibuktikan TA ini plagiasi. Maka saya bersedia menerima sanksi atas perbuatan tersebut sesuai dengan ketentuan yang berlaku di Departemen Teknik Mesin Industri. Fak. Vokasi – ITS.

Surabaya, 9 Januari 2020



(Alvin Aprillian)
(NRP : 10211600010020)

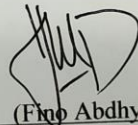
PERNYATAAN TIDAK MELAKUKAN PLAGIAT

Saya yang bertanda tangan dibawah ini :

Nama : Fino Abdhy Satrya
NRP : 10211600010023
Program Studi : Diploma III Teknik Mesin
Departemen : Teknik Mesin Industri
Fakultas : Vokasi

Menyatakan dengan ini sesungguhnya bahwa Tugas Akhir (TA) yang saya tulis ini benar – benar tulisan saya, dan bukan merupakan plagiasi. Apabila di kemudian hari terbukti atau dapat dibuktikan TA ini plagiasi. Maka saya bersedia menerima sanksi atas perbuatan tersebut sesuai dengan ketentuan yang berlaku di Departemen Teknik Mesin Industri. Fak. Vokasi – ITS.

Surabaya, 9 Januari 2020



(Fino Abdhy Satrya)
(NRP : 10211600010023)

ABSTRAK

Cincau hitam atau cao adalah sejenis agar-agar berwarna hitam. Cincau hitam diperoleh dari rendaman daun dan batang tanaman *Mesonna Palutris* yang telah dikeringkan. Cincau hitam di pasaran belum tersedia yang siap konsumsi karena masih dijual dalam bentuk utuh. Akan tetapi dalam perkembangan waktu masyarakat saat ini ingin dimudahkan dengan berbagai hal yang serba cepat dan praktis. Salah satu untuk memenuhi kebutuhan masyarakat tersebut dengan menyediakan cincau hitam yang siap konsumsi.

Oleh karena itu untuk mengatasi masalah tersebut dirancang alat pengiris cincau hitam untuk memenuhi kebutuhan yang serba cepat dan praktis. Alat ini dirancang dengan sistem gerak eksentrik untuk pemotongannya. Kemudian merancang dan menghitung gaya pada komponen elemen mesin, daya motor yang digunakan dan kapasitas pemotongannya.

Hasil dari perencanaan dan perhitungan didapatkan mesin potong dengan menggunakan daya 0,25 HP, putaran 84 rpm dan hasil pengirisan cincau hitam mempunyai bentuk rata-rata lebar 4 mm, tebal 2 mm dan panjang 100 mm. Alat pengiris cincau hitam ini dapat menghasikan kapasitas pemotongan 17,6 kg/jam.

Kata Kunci : Cincau Hitam , Eksentrik , Hasil Pengirisan, Kapasitas Pemotongan.

ABSTRACT

Black grass jelly or cao is a kind of black agar. Black grass jelly is obtained from the soaking leaves and stems of the dried *Mesonna Palutris* plant. Black grass jelly on the market is not yet available that is ready for consumption because it is still sold as a whole. However, in the current development of society, people want to be facilitated by various things that are fast and practical. One of them is to meet the needs of the community by providing black grass jelly ready for consumption.

Therefore, to overcome these problems, a black grass jelly slicer was designed to meet the needs of a fast and practical one. This tool is designed with an eccentric motion system for cutting. Then design and calculate the force on the engine element components, motor power used and the cutting capacity.

The results of the planning and calculations obtained by a cutting machine using 0.25 HP, 84 rpm rotation and the results of slicing black grass jelly has a shape of 4 mm width, 2 mm thick and the length 100 mm. This grass jelly slicer can produce a cutting capacity of 17,6 kg / hour.

Keywords: Black Grass Jelly, Eccentric, Sliced Result, Cutting Capacity.

KATA PENGANTAR

Puji syukur penulis panjatkan kehadirat Tuhan Yang Maha Esa yang telah melimpahkan rahmat, hidayah, serta inayahnya sehingga penulis dapat menyelesaikan Tugas Akhir ini dengan judul :

“RANCANG BANGUN ALAT PENGIRIS CINCAU HITAM DENGAN SISTEM PENGGERAK EKSENTRIK”

Tugas Akhir ini disusun sebagai salah satu syarat kelulusan akademis dalam menempuh pendidikan Program Studi D3 Departemen Teknik Mesin Industri , Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya.

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

1. Bapak Dr. Ir. Heru Mirmanto, MT. Sebagai Kepala Departemen Teknik Mesin Industri VOKASI-ITS.
2. Bapak Ir. Suhariyanto, MT. Sebagai Koordinator Tugas Akhir Departemen Teknik Mesin Industri VOKASI-ITS.
3. Bapak Ir. Syamsul Hadi, M.T Sebagai dosen pembimbing yang telah memberikan saran serta bimbingannya sehingga penulis dapat menyelesaikan Tugas Akhir ini.
4. Bapak Dr. Ir. Bambang Sampurno, MT dan Bapak Ir. Nur Husodo, M.Sc Sebagai dosen wali yang

memberikan bimbingan dan pengarahan selama masa perkuliahan di Departemen Teknik Mesin Industri VOKASI-ITS.

5. Dosen Penguji yang memberikan saran dan masukan guna menyempurnakan Tugas Akhir ini.
6. Ayah, Ibu dan keluarga tercinta atas kasih sayang, doa, dukungan, serta materi yang tak ada hentinya diberikan kepada penulis.
7. Teman-teman warga 2015, 2016, 2017 atas kerjasama yang terjalin selama ini
8. Serta Semua pihak yang tidak dapat saya sebutkan satu persatu.

DAFTAR ISI

COVER.....	i
LEMBAR PENGESAHAN.....	iv
PERNYATAAN TIDAK PLAGIAT.....	v
ABSTRAK.....	vii
ABSTRACT.....	viii
KATA PENGANTAR.....	ix
DAFTAR ISI.....	xi
DAFTAR GAMBAR.....	xiv
DAFTAR TABEL.....	xv
BAB I PENDAHULUAN	
1.1 Latar belakang.....	1
1.2 Perumusan masalah.....	2
1.3 Tujuan perancangan.....	2
1.4 Manfaat perancangan.....	3
1.5 Batasan masalah.....	3
1.6 Sistematika penulisan.....	3
BAB II DASAR TEORI	
2.1 Cincin hitam atau cao.....	5
2.1.1 Tanaman <i>Mesonna Palutris</i>	5
2.1.2 Proses pembuatan cincin hitam.....	7
2.1.3 Kandungan dalam cincin hitam.....	8
2.2 Motor AC.....	9
2.2.1 Torsi motor.....	10
2.2.2 Daya motor yang dibutuhkan.....	10
2.3 perencanaan belt dan pulley.....	11
2.3.1 Daya rencana yang ditransmisikan.....	11
2.3.2 Pemilihan belt dan pulley.....	12
2.3.3 Perbandingan pulley.....	14
2.3.4 Kecepatan linear sabuk v	15
2.3.5 Pembatasan jarak sumbu pulley.....	15
2.3.6 Panjang Belt.....	16

2.3.7 Sudut kontak.....	16
2.3.8 Jumlah belt yang dibutuhkan.....	17
2.3.9 Gaya tarik efektif pada belt.....	18
2.3.10 Tegangan belt.....	21
2.3.11 Tegangan maksimum pada belt.....	22
2.3.12 kehilangan daya pada belt.....	22
2.3.13 Menghitung umur belt.....	23
2.4 Mata pisau.....	24
2.5 Bearing.....	24
2.5.1 Bantalan luncur.....	25
2.5.2 Bantalan gelinding.....	26
2.5.3 Gaya radial pada bantalan.....	27
2.5.4 Beban ekuivalen.....	28
2.5.5 Umur bantalan.....	39
2.6 Poros.....	30
2.6.1 Macam-macam poros.....	31
2.6.2 Hal-hal penting dalam perencanaan poros.....	31
2.7 Kapasitas alat pengiris cincau hitam.....	33
BAB III METODOLOGI	
3.1 Diagram alir proses.....	35
3.2 Metodologi pengerjaan tugas akhir.....	36
3.2.1 Observasi.....	36
3.2.2 Study literatur.....	36
3.2.3 Desain alat.....	36
3.2.4 Perencanaan.....	37
3.2.5 Perhitungan.....	37
3.2.6 Pembuatan alat.....	37
3.2.7 pengujian dan analisa.....	38
3.2.8 Pembuatan laporan.....	38
BAB IV HASIL PERHITUNGAN DAN PEMBAHASAN	
4.1 Percobaan untuk menentukan gaya potong.....	39
4.1.1 Percobaan 1.....	39
4.1.2 Percobaan 2.....	42

4.1.3	Daya perencanaan.....	45
4.2	Perbandingan diameter pulley.....	45
4.3	perencanaan belt dan pulley.....	47
4.3.1	Perencanaan v-belt.....	47
4.3.2	Panjang Belt.....	48
4.3.3	Sudut kontak pada pulley.....	49
4.3.4	Jumlah belt dibutuhkan.....	50
4.3.5	Kecepatan linear sabuk v pada pulley.....	51
4.3.6	Gaya tarik efektif pada belt.....	52
4.3.7	Tegangan maksimum pada belt.....	57
4.3.8	Kehilangan daya pada v-belt.....	59
4.3.9	Menghitung umur belt.....	61
4.4	Perhitungan pada poros.....	62
4.4.1	Free body diagram.....	62
4.4.2	Bidang Vertikal.....	68
4.4.3	Pengecekan kekuatan pada poros.....	69
4.5	Perhitungan Bantalan.....	71
4.5.1	Gaya radial pada bantalan.....	71
4.5.2	Beban Ekuivalen.....	72
4.5.3	Umur Bantalan.....	73
4.6	Pengujian Kapasitas.....	74
BAB V PENUTUP		
5.1	Kesimpulan.....	77
5.2	Saran.....	77
Daftar Pustaka		
LAMPIRAN		

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1 Cincin hitam atau cao.....	5
Gambar 2.2 Tanaman <i>Mesonna Palutris</i>	6
Gambar 2.3 Cetakan untuk cincin hitam.....	8
Gambar 2.4 Motor AC.....	9
Gambar 2.5 Bentuk dan dimensi V belt.....	11
Gambar 2.6 Diagram pemilihan V belt.....	13
Gambar 2.7 Sudut kontak belt pada pulley.....	16
Gambar 2.8 Gaya Tarik pada Belt.....	19
Gambar 2.9 Mata Pisau Alat Pengiris Cao.....	24
Gambar 2.10 Bearing.....	25
Gambar 2.11 Bantalan Luncur.....	25
Gambar 2.12 Bantalan Gelinding.....	26
Gambar 2.13 Poros.....	30
Gambar 3.1 Diagram alir proses.....	35
Gambar 4.1 Mencari nilai gaya potong.....	43
Gambar 4.2 Perbandingan diameter pulley 1 dan 2.....	46
Gambar 4.3 Perbandingan diameter pulley 3 dan 4.....	46
Gambar 4.4 Free body diagram.....	63
Gambar 4.5 Free body diagram potongan 1.....	64
Gambar 4.6 Free body diagram potongan 2.....	65
Gambar 4.7 Free body diagram potongan 3.....	67

DAFTAR TABEL

Table 2.1 Kandungan gizi cincau hitam.....	8
Tabel 2.2 Tabel ukuran Pulley V.....	13
Table 2.3 Diameter pulley minimum.....	14
Tabel 2.5 Koefisien gesek antara Belt dan Pulley.....	20
Tabel 4.1 Percobaan uji cincau hitam.....	40

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Indonesia merupakan negara tropis yang memiliki tanah yang subur untuk dijadikan lahan pertanian atau perkebunan. Oleh karena itu berbagai macam tanaman tropis dapat tumbuh di negara Indonesia. Salah satu tanaman yang dapat dibudidayakan menjadi produk makanan adalah tanaman *Mesonna Palutris*. Tanaman ini dapat diproses untuk dijadikan cincau hitam.

Selama ini masih belum ada alat yang digunakan khusus untuk mengiris cincau hitam. Sehingga di pasaran hanya menjual cincau hitam dalam bentuk masih utuh. Beberapa masyarakat ingin adanya cincau hitam yang sudah irisan karena dianggap lebih praktis daripada harus membeli cincau hitam yang masih utuh.

Berdasarkan hal tersebut, pada kesempatan ini penulis akan merancang dan mewujudkan alat pengiris cincau hitam. Pada alat pengiris cincau hitam ini digunakan motor listrik sebagai penggerak untuk proses mengiris cincau hitam dalam sekali proses. Pembuatan alat ini diharapkan mampu meningkatkan nilai tambah dan efisiensi dari sebuah proses pengirisan cincau hitam.

1.2 Rumusan Masalah

Permasalahan yang akan dibahas dalam tugas akhir ini adalah sebagai berikut :

1. Berapakah gaya yang dibutuhkan untuk mengiris cincau hitam?
2. Berapakah torsi dan daya motor pada alat pengiris cincau hitam?
3. Berapa kapasitas produksi alat pengiris cincau hitam?
4. Bagaimana cara mendapatkan hasil potongan sesuai dengan ketebalan yang diinginkan?
5. Bagaimana cara memilih belt yang sesuai dengan kebutuhan alat?
6. Bagaimana cara memilih bantalan yang sesuai dengan kebutuhan alat?

1.3 Tujuan Perancangan

Adapun tujuan yang ingin didapatkan pada tugas akhir ini adalah sebagai berikut :

1. Mendapatkan hasil perhitungan gaya untuk mengiris cincau hitam.
2. Mendapatkan hasil perhitungan torsi dan daya motor yang dibutuhkan.
3. Mengetahui kapasitas pengirisan cincau hitam.
4. Mendapatkan hasil potongan sesuai ketebalan yang diinginkan.
5. Mendapatkan hasil perhitungan untuk mendapatkan belt yang sesuai.

6. Mendapatkan hasil perhitungan untuk mendapat bantalan yang sesuai

1.4 Manfaat Perancangan

Manfaat yang dapat diperoleh setelah tujuan di atas selesai, antara lain :

1. Meningkatkan produktivitas penjual dengan mempercepat proses pengirisan cincau hitam.
2. Mempercepat waktu pengirisan cincau hitam dan mengurangi tenaga manusia yang dikeluarkan.
3. Dapat menghasilkan produk yang berkualitas.

1.5 Batasan Masalah

Agar perencanaan ini dapat mencapai tujuan yang diinginkan maka batasan masalah yang diberikan adalah sebagai berikut :

1. Kerugian panas akibat gesekan diabaikan.
2. Getaran pada alat diabaikan.
3. Kerangka dan sambungan las alat dianggap aman.
4. Komponen-komponen kelistrikan diabaikan.
5. Mur dan baut pada kerangka dianggap aman.

1.6 Sistematika Penulisan

Penulisan laporan tugas akhir disusun dalam beberapa bab seperti berikut, antara lain :

BAB 1 PENDAHULUAN

Pada bab ini dijelaskan tentang latar belakang dari perencanaan, rumusan masalah, batasan masalah, tujuan, manfaat dan sistematika penulisan tugas akhir.

BAB 2 DASAR TEORI

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

BAB 3 METODOLOGI

Pada bab ini menjelaskan diagram alir proses pembuatan alat beserta pembahasannya dan prosedur pengoperasian alat pengiris cincau hitam.

BAB 4 PERHITUNGAN DAN PEMBAHASAN

Pada bab ini membahas tentang perhitungan perencanaan alat pengiris cincau hitam dan menganalisa data yang didapatkan dari hasil perancangan.

BAB 5 KESIMPULAN

Menarik kesimpulan hasil perancangan yang telah dianalisa dari hasil percobaan.

DAFTAR PUSTAKA

LAMPIRAN

BAB 2

DASAR TEORI

2.1 Cincau Hitam atau Cao

Cincau hitam atau cao adalah gel serupa agar-agar yang diperoleh dari perendaman daun *Mesona Palutris* dalam air. Gel terbentuk karena daun tumbuhan tersebut mengandung karbohidrat yang mampu untuk mengikat moleku-molekul air. Kata “cincau” sendiri berasal dari dialek *Hokkian Sienchau* (*pinying* : *xiancao*) yang lazim dilafalkan dikalangan Tionghoa di Asia Tenggara. Cincau sendiri dibahasa asalnya sebenarnya adalah nama tumbuhan yang menjadi bahan pembuatan cincau hitam ini.



Gambar 2.1 Cincau Hitam atau Cao.
(sumber : deherba. com)

2.1.1 Tanaman *Mesonna Palutris*

Cincau hitam (*Mesonna palustris* Bl.) merupakan salah satu tanaman yang termasuk dalam suku Labiate. Tanaman ini berbentuk perdu tingginya antara 30 – 60 cm dan tumbuh baik di daerah yang mempunyai ketinggian 75 – 2300 m di atas permukaan laut, serta dapat tumbuh baik pada musim

kemarau maupun penghujan. Tanaman *Mesonna Palutris* banyak terdapat di Indonesia, diantaranya : Sumatera Utara, Jawa, Bali, Lombok, Sumbawa dan Sulawesi.



Gambar 2.2 Tanaman *Mesonna Palutris*

Ciri-ciri tanaman ini adalah berbatang kecil dan ramping, pada ujung batang tumbuh batang-batang kecil, ada yang tumbuh menjalar ke tanah dan ada pula yang tegak. Tanaman ini memiliki bentuk daun yang lonjong dan berujung runcing. Bentuk bunganya mirip dengan kembang kemangi berwarna merah muda atau putih keunguan. Berasal dari daun dan batang inilah yang kemudian menghasilkan gelatin hijau kehitaman.

Bagian tanaman *Mesonna Palutris* yang mempunyai kegunaan adalah bagian daun dan bagian batangnya yang dapat menghasilkan ekstrak gel cincau yang lebih banyak. Pembudidayaan tanaman ini sangat mudah karena tidak memerlukan pemeliharaan secara khusus, karena setelah berumur 3 – 4 bulan tanaman bisa dilakukan pemanenan pertama dengan cara memotong sebagian tanaman menggunakan sabit sehingga bagian yang tertinggal dapat tumbuh kembali. Daun dan batang yang telah dipanen

selanjutnya dikeringkan dengan cara menghamparkannya di atas permukaan tanah, sehingga warnanya berubah menjadi coklat tua. Daun dan batang yang telah kering ini merupakan bahan baku utama pembuatan cincau hitam.

2.1.2 Proses pembuatan cincau hitam

Dalam proses pembuatan cincau hitam dibutuhkan beberapa bahan untuk dijadikan campuran cincau hitam tersebut diantaranya yaitu :

- Daun dan batang *Mesonna Palutris* yang telah kering.
- Tepung tapioka
- NaOH
- Air matang

Proses pembuatan cincau hitam, yaitu :

1. Cuci bersih daun dan batang yang telah dikeringkan.
2. Rebus daun dan batang dengan ditambahkan NaOH
3. Ambil saripati hasil dari proses perebusan dengan saringan.
4. Setelah dingin dicampurkan dengan tepung tapioka dan aduk hingga merata.
5. Rebus lagi hingga mendidih dan mengental.
6. Tuangkan ke dalam cetakan-cetakan yang tersedia.
7. Tunggu sampai dingin dan cincau hitam siap untuk dikonsumsi.



Gambar 2.3 cetakan untuk cincau hitam.

2.1.3 Kandungan dalam cincau hitam

Cincau hitam mengandung sejumlah mineral dan karbohidrat dalam jumlah lumayan, vitamin A, B1, C, kandungan kalori rendah dan memiliki khasiat menurunkan panas badan, panas dalam, mencegah gangguan pencernaan, menurunkan tekanan darah tinggi dan menurunkan berat badan. Di dalam tubuh, serat larut air dapat mengikat kadar gula dan lemak sehingga bermanfaat untuk mencegah penyakit diabetes mellitus, jantung, serta stroke. Ekstrak cincau hitam memiliki aktivitas antioksidan yang jauh lebih kuat dari vitamin E.

Tabel 2.1 kandungan gizi dalam cincau hitam
 Sumber : Widyaningsih (2007). Cincau Hitam. Surabaya:
 Direktorat Gizi, Departemen Kesehatan RI, 1992

Komponen	Jumlah per 100 gram
Kalori	122,0 kal
Protein	6,0 gram
Lemak	1,0 gram
Karbohidrat	26,0 gram
Kalsium	100,0 mg
Fosfor	100,0 mg
Besi	3,3 mg
Vitamin A	10,750 SI
Vitamin B1	80,0 mg
Vitamin C	17,0 mg
Air	66,0 gram
Bahan yang dapat dicerna (%)	40%

2.2 Motor AC

AC motor merupakan motor listrik yang digerakkan oleh arus bolak-balik yang dapat mengubah energi listrik menjadi energi mekanik. Energi mekanik ini terbuat dari memanfaatkan gaya atau force yang dihasilkan oleh medan magnet berputar yang karena adanya arus bolak-balik yang mengalir melalui kumparan nya. AC Motor terdiri dari dua komponen utama :

1. Stator stasioner yang berada dibagian luar.
2. Rotor dalam yang yang menempel pada poros output.

AC motor dapat bergerak melalui prinsip kemagnetan. AC Motor sederhana berisi sebuah kumparan / *coils* dan dua magnet tetap (*fixed magnets*) yang mengelilingi poros. Ketika muatan listrik diterapkan pada kumparan, maka kumparan tersebut akan menjadi electromagnet dan kemudian akan menghasilkan medan magnet. Hal tersebut akan membuat kumparan bergerak dan mulai putar, sehingga motorpun dapat bekerja. (*Suharno, dkk*).



Gambar 2.4 Motor AC.
(sumber : *indiamart.com*)

2.2.1 Torsi Motor

Pengertian dari torsi adalah ukuran yang digunakan untuk gaya yang menyebabkan suatu gerak putar. Sehingga dapat diperoleh menggunakan pendekatan perhitungan dengan rumus di bawah ini :

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

(Robert L. Mott, 2004)

Dimana :

- T = torsi motor (kgf.mm)
- Fr = gaya untuk memutar motor yang sudah dibebani(kgf)
- r = jari-jari (mm)

2.2.2 Daya Motor yang Dibutuhkan

Daya motor dapat diartikan sebagai satuan kerja per satuan waktu yang dihasilkan oleh motor tersebut. Sehingga daya motor dapat diperoleh menggunakan pendekatan perhitungan dengan rumus dibawah ini :

$$P = \frac{T \cdot n}{9,74 \times 10^5} \dots\dots\dots (2.2)$$

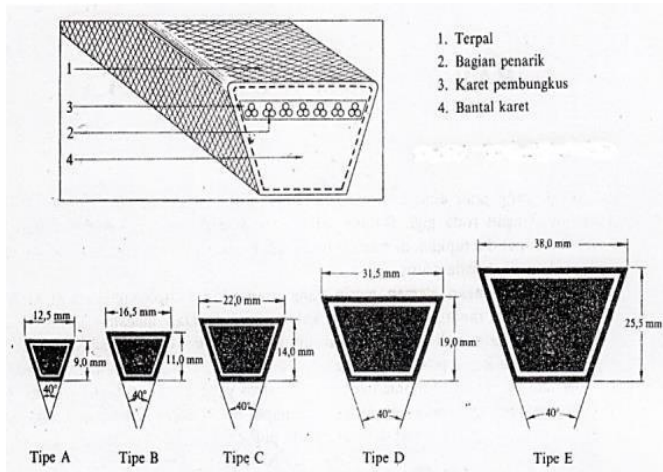
(Sularso, 2000)

Dimana:

- P = Daya motor yang ditransmisikan, Watt (W)
- T = Torsi, kgf.mm
- n = Putaran motor untuk gaya maksimum, rpm

2.3 Perencanaan belt dan pulley

Pada perencanaan alat pengiris cincau hitam ini penentuan belt yang akan digunakan adalah belt V karena menghasilkan transmisi daya yang besar pada tegangan yang relatif rendah. Belt V terbuat dari rubber (karet) sebagai elastisitas pada sabuk dan menjaga agar sabuk tidak slip dengan penampang sabuk adalah trapesium. Belt akan diberikan di sekeliling alur pada pulley yang berbentuk V juga.



Gambar 2.5 Bentuk dan Dimensi V-Belt.

2.3.1 Daya Rencana yang Ditransmisikan

Daya rencana digunakan agar hasil perencanaan aman, maka besarnya daya dan momen untuk perencanaan dinaikkan sedikit dari daya yang ditransmisikan (P_o). Daya rencana (P_d)

dapat dihitung dengan mengalikan daya yang akan ditransmisikan dengan faktor koreksi dalam tabel.

$$P_d = F_c \cdot P_o \dots\dots\dots (2.3)$$

(Sularso, 2002)

Dimana :

- P_d = Daya Perencanaan (kW)
- F_c = Faktor Koreksi
- P_o = Daya yang ditransmisikan oleh motor (kW)

Hubungan torsi dan daya dapat dilihat pada:

$$T = 9.74 \times 10^5 \frac{P_d}{n} \dots\dots\dots (2.4)$$

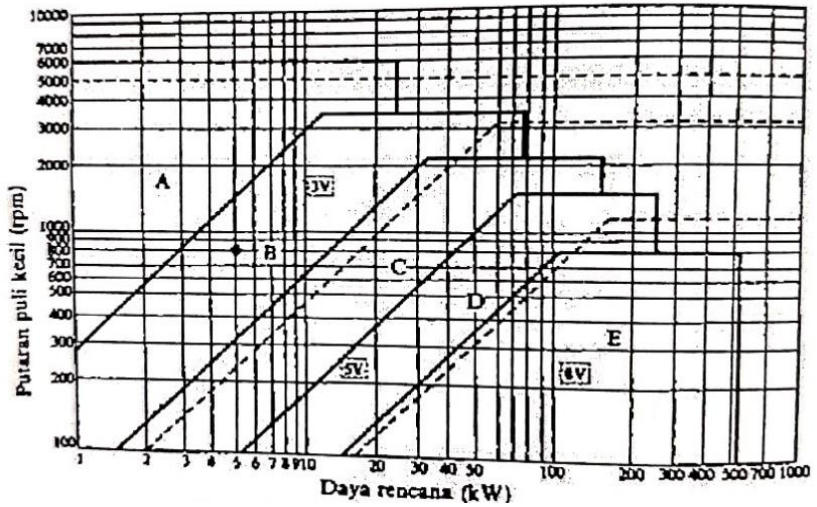
(Sularso, 2000)

Dimana :

- T = Torsi (kgf.mm)
- P_d = Daya perencanaan (kW)
- n = Putaran (rpm)

2.3.2 Pemilihan belt dan pulley yang akan digunakan

Setelah diperoleh daya perencanaan (P_d) dan putaran puley yang kecil (n), maka jenis belt dapat dicari dengan menggunakan gambar dibawah ini :



Gambar 2.6 Diagram Pemilihan V-Belt

Sedangkan untuk pemilihan pulley v-belt dapat dilihat pada tabel dibawah ini :

Tabel 2.2 Ukuran pulley V

Penampang sabuk-V	Diameter nominal (diameter lingkaran jarak bagi d_p)	$\alpha(^{\circ})$	W^*	L_0	K	K_1	K_2	K_3
A	71 - 100 101 - 125 126 atau lebih	34	11,95	9,2	4,5	8,0	15,0	10,0
		36	12,12					
		38	12,30					
B	125 - 160 161 - 200 201 atau lebih	34	15,86	12,5	5,5	9,5	19,0	12,5
		36	16,07					
		38	16,29					
C	200 - 250 251 - 315 316 atau lebih	34	21,18	16,9	7,0	12,0	25,5	17,0
		36	21,45					
		38	21,72					
D	355 - 450 451 atau lebih	36	30,77	24,6	9,5	15,5	37,0	24,0
		38	31,14					
E	500 - 630 631 atau lebih	36	36,95	28,7	12,7	19,3	44,5	29,0
		38	37,45					

* Harga-barga dalam kolom W menyatakan ukuran standar.

2.3.3 Perbandingan Pulley yang digerakkan

Untuk memilih atau menghitung besarnya diameter pulley, dapat menggunakan rumus perbandingan putaran (i) sebagai berikut :

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{D_1} \dots \dots \dots (2.5)$$

(Dobrovolsky, 1985 : 207)

Dimana :

- D_2 = Diameter pulley yang digerakkan (mm)
- D_1 = Diameter pulley penggerak (mm)
- n_1 = Kecepatan putaran pulley penggerak (rpm)
- n_2 = Kecepatan putaran pulley yang digerakkan (rpm)
- i = Perbandingan putaran

Tabel 2.3 Diameter pulley minimum yang diizinkan dan dianjurkan (mm)

Penampang	A	B	C	D	E
Diameter min. yang diizinkan	65	115	175	300	450
Diameter min. yang dianjurkan	95	145	225	350	550

Tipe sabuk sempit	3V	5V	8V
Diameter minimum	67	180	315
Diameter minimum yang dianjurkan	100	224	360

2.3.4 Kecepatan Linear Sabuk V

Kecepatan keliling pulley (v) dapat dihitung dengan menggunakan rumus :

$$v = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n_1}{60 \times 1000} \dots\dots\dots(2.6)$$

(Sularso, 2002)

Dimana

- D_1 = Diameter pulley penggerak (mm)
- n_1 = Kecepatan putaran pulley penggerak (rpm)
- v = Kecepatan sabuk (m/s)

2.3.5 Pembatasan Jarak Sumbu Pulley

Jarak sumbu poros pulley dapat dikatakan sesuai jika C memenuhi persamaan sebagai berikut :

$$L_{max} - \frac{1}{2}(d_p + D_p) \geq C \dots\dots\dots(2.7)$$

(Sularso, 2002)

$$C - \frac{1}{2}(d_p + D_p) > 0 \dots\dots\dots(2.8)$$

(Sularso, 2002)

Dimana :

- d_p = Diameter pulley penggerak (mm)
- D_p = Diameter pulley di gerakkan (mm)
- L_{max} = Panjang keliling sabuk maksimal (mm)
- C = Jarak sumbu poros (mm)

2.3.6 Panjang Belt

Jarak kedua sumbu poros dan panjang belt saling berhubungan untuk konstruksi *open belt drive*. Untuk menghitung panjang belt yang akan dicapai digunakan rumus :

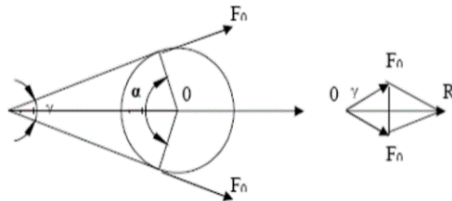
$$L = 2C + \frac{\pi}{2} (d_p + D_p) + \frac{1}{4C} (D_p - d_p)^2 \dots\dots\dots(2.9)$$

(Sularso, 2002)

Dimana :

- d_p = Diameter pulley penggerak (mm)
- D_p = Diameter pulley di gerakan (mm)
- L = Panjang keliling sabuk (mm)
- C = Jarak sumbu poros (mm)

2.3.7 Sudut Kontak dan Panjang V-Belt



Gambar 2.7 Sudut Kontak Belt pada Pulley (Dobrovolsky, 1985)

Untuk mengetahui jumlah berapa derajat sudut kontak dan panjang belt yang digunakan, dapat dihitung dengan menggunakan rumus. Besarnya sudut kontak antara pulley dan belt dapat dihitung dengan menggunakan rumus :

$$\theta = 180^\circ - \frac{57(D_p - d_p)}{C} \dots\dots\dots(2.10)$$

(Sularso, 2002)

dimana :

- θ = Sudut kontak
- D_p = Diameter pulley yang digerakan (mm)
- d_p = Diameter pulley penggerak (mm)
- C = Jarak antar poros

Sudut antara kedua sisi penampang sabuk yang dianggap sesuai adalah sebesar 30 sampai 40 derajat. Semakin kecil sudut ini, gesekan akan semakin besar karena efek baji, sehingga perbandingan tarikan F_1/F_2 akan lebih besar. Namun demikian biasanya sudut yang kecil pada sabuk sempit atau sabuk standar dapat menyebabkan terbenamnya sabuk ke dalam alur pulley.

2.3.8 Jumlah Belt yang Dibutuhkan

Untuk menghitung jumlah belt yang akan digunakan persamaan sebagai berikut :

$$n = \frac{P_d}{P_0 K_\theta} \dots\dots\dots(2.11)$$

(Sularso, 2002)

Dimana :

- n = Jumlah belt (buah)
- P_d = Daya rencana pada belt (kW)
- P_0 = Daya motor (kW)
- K_θ = Faktor koreksi sudut

Harga n yang relatif besar akan menyebabkan getaran pada sabuk yang mengakibatkan penurunan efisiensinya. Dalam hal demikian perencanaan harus diperbaiki dengan menggunakan sabuk yang lebih besar penampangnya.

2.3.9 Gaya Tarik Efektif pada Belt

Gaya tarik efektif dapat diketahui dengan menggunakan rumus sebagai berikut :

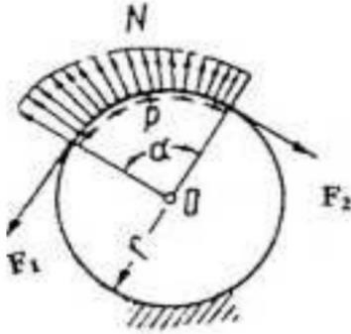
$$F_e = \frac{102 \cdot P_d}{v} \dots\dots\dots(2.12)$$

(Dobrovolsky, 1985: 241)

Dimana :

- F_e = Gaya efektif pada belt
- P_d = Daya rencana pada belt (kw)
- v = Kecepatan keliling pulley

Ketika belt sedang bekerja, belt mengalami tarikan, yang paling besar terjadi posisi belt yang sedang melingkar pada pulley penggerak. Distribusi tarikannya dapat dilihat pada gambar dibawah ini.



Gambar 2.8 Gaya Tarik pada Belt.

Dimana :

- α = Sudut kontak antara belt dengan pulley
- F_1 = Gaya tarik pada bagaian yang kencang
- F_2 = Gaya tarik pada bagaian yang kendur
- P = Distribusi tarikan / gaya
- N = Gaya normal
- r = Jari-jari pulley

Pada saat beroperasi, panjang belt adalah tetap, jadi bila satu sisi dalam keadaan tegang karena tarikan, maka sisi lain dalam keadaan kendur. Namun, total tarikan dari kedua sisi adalah sama. Kondisi ini, oleh poncelet's dirumuskan sebagai berikut :

$$F_1 + F_2 = 2F_0 \dots\dots\dots(2.12)$$

(Dobrovolsky, 1985)

Dimana :

F_0 = Tarikan awal (inisial tension), besarnya antara F_1 dan F_2

Jika tarikan pada sisi tarik dan sisi kendor berturut – turut adalah F_1 dan F_2 (Kgf), maka besarnya gaya tarik efektif F_e (Kgf) untuk menggerakkan pulley yang digerakkan adalah :

$$F_e = F_1 - F_2 \dots\dots\dots(2.13)$$

(Sularso, 2002)

$$\frac{F_1}{F_2} = e^{\mu \cdot \alpha} \dots\dots\dots(2.14)$$

(Sularso, 2002)

Dimana :

- F_e = Gaya efektif pada belt, selisih antara F_1 dan F_2
- F_1 = Gaya tarik pada bagaian yang kencang
- F_2 = Gaya tarik pada bagaian yang kendor
- M = Koefiseien gesek antara sabuk dan pulley
- α = Sudut kontak

Tabel 2.4 Koefisien gesek antara belt dan pulley

Type of belt	Pule material			
	Compressed paper	wood	steel	Cast iron
<u>Leather :</u>				
Tanned with vegetable compound	0.35	0.30	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

Sumber : *(Dobrovolsky, 1985: 206)*

Perbandingan antara tarikan efektif dan jumlah tarikan awal disebut “Faktor Tarikan” yang dilambangkan “ ϕ ”

$$\phi = \frac{F_e}{2F_0} = \frac{F_1 - F_2}{F_1 + F_2} \dots\dots\dots(2.15)$$

(Dobrovolsky, 1985)

2.3.10 Tegangan Belt

Penampang belt yang dipilih dengan tegangan yang timbul akibat beban mula, maka dapat dihitung dengan rumus sebagai berikut :

$$T_e = \frac{1000 \times P_t}{v} \dots\dots\dots(2.16)$$

(Mitsuboshi catalogue, 2014)

Dimana :

- T_e = Tegangan efektif pada belt (kgf / cm²)
- P_t = Daya perencanaan (kW)
- v = Kecepatan linear (m/s²)

Sebaiknya besarnya tegangan real tidak melebihi 18 kgf/cm² untuk belt datar, dan 12 kgf/cm² untuk V-belt. Harga tersebut berdasarkan percobaan dengan kondisi :

1. Open belt dengan pulley dari “cast iron”
2. Beban konstan dengan kecepatan keliling v
3. Sudut kontak $\alpha = \pi$, dan factor $\phi = \phi_0$

Rumus tersebut dilihat dari $\phi = \phi_0$, maka harga yang didapatkan untuk belt :

- Untuk belt datar : $\varphi_0 = 0,5 - 0,6$
- Untuk V-belt : $\varphi_0 = 0,7 - 0,9$

2.3.11 Tegangan Maksimum pada Belt

Dalam kondisi operasinya, tarikan maksimum pada belt akan terjadi pada bagian yang tegang dan itu terjadi pada titik awal belt memasuki pulley penggerak sehingga tegangan maksimum yang terjadi, dengan menggunakan rumus:

$$\sigma_{max} = \frac{F_0}{A} + \frac{F_e}{2A} + \frac{\gamma \cdot V^2}{10 \cdot g} + E_b \frac{h}{D_{min}} \dots\dots\dots(2.17)$$

(Dobrovolsky, 1985: 210)

Dimana :

- σ_{max} = Tegangan yang timbul pada belt(kgf cm2/)
- σ_0 = Tegangan awal belt (kgf/cm2)
- γ = Berat jenis (kgf/dm3)
- E_b = Modulus elastisitas bahan belt (kgf/cm3)
- h = Tebal belt (mm)
- D_{min} = Diameter pulley yang terkecil (mm)

2.3.12 Kehilangan daya pada Belt

Dengan melihat adanya kehilangan daya sebesar L_T maka, efisiensi transmisi sistem belt (tanpa memperhatikan tahanan udara dan gesekan pada bantalanya) dapat diketahui dalam persamaan sebagai berikut :

$$\eta = \frac{F_e \cdot v}{F_e \cdot v + L_T} \dots\dots\dots(2.19)$$

(dobrovolsky,1985: 241)

Dimana :

- η = Efisiensi (untuk V-Belt = 0.96)
- F_e = Gaya efektif pada belt, selisih antara F_1 dan F_2 (kgf)
- v = Kecepatan Keliling (m/s)
- L_T = Daya yang hilang

2.3.13 Menghitung Umur Belt

Umur belt disini merupakan salah satu hal yang penting dalam perencanaan transmisi yang menggunakan belt. Untuk mengetahui berapa lama umur belt yang diakibatkan dari proses pemesinan ini yaitu dengan menggunakan rumus:

$$H = \frac{N_{base}}{3600 \cdot U \cdot Z} \left[\frac{\sigma_{fat}}{\sigma_{max}} \right]^m \dots\dots\dots(2.20)$$

(Dobrovolsky, 1985: 238)

Dimana :

- H = Umur belt (*jam*)
- N_{base} = Basis dari tegangan kelelahan yaitu *107cycle*
- U = Jumlah putaran belt persatuan panjang
- Z = Jumlah belt
- σ_{fat} = Fatigue limit *90 kgf /cm²* untuk V-Belt
- σ_{max} = Tegangan yang timbul karena V-Belt (*kgf/cm²*)
- m = Konstanta V-Belt = 8

2.4 Mata Pisau

Mata pisau alat ini terbuat dari bahan stainless steel. Pemilihan jenis bahan ini supaya mata pisau tidak mudah berkarat karena akan digunakan untuk mengiris makanan. Mata pisau ini dibuat sedemikian rupa agar nantinya proses pengirisan dapat dilakukan dengan mudah dan hasil potongan sesuai dengan apa yang diharapkan.



Gambar 2.9 Mata Pisau Alat Pengiris Cincau Hitam.

2.5 Bearing

Bearing / Bantalan merupakan salah satu bagian dari elemen mesin yang memegang peranan cukup penting karena fungsi dari bantalan yaitu untuk menumpu sebuah poros agar poros dapat berputar tanpa mengalami gesekan yang berlebih. Bantalan harus cukup kuat untuk memungkinkan poros serta elemen mesin lainnya dapat bekerja dengan baik.



Gambar 2.10 Bearing.
News.ralali.com

2.5.1 Bantalan Luncur

Pada bantalan ini terjadi gesekan luncur antara poros dan bantalan karena permukaan poros ditumpu oleh permukaan dengan perantaraan lapisan pelumas. Bantalan luncur mampu menumpu poros berputar tinggi dengan beban besar. Bantalan ini sederhana konstruksinya dan dapat dibuat serta dipasang dengan mudah.



Gambar 2.11 Bantalan Luncur.
News.ralali.com

Karena gesekannya yang besar pada waktu mulai jalan, bantalan luncur memerlukan momen awal yang besar, Memerlukan pendinginan khusus. Sekalipun demikian karena adanya lapisan pelumas, bantalan ini dapat meredam tumbukan dan getaran sehingga hampir tidak bersuara.

Tingkat ketelitian yang diperlukan tidak setinggi bantalan gelinding sehingga dapat lebih murah.

2.5.2 Bantalan Gelinding

Pada bantalan ini terjadi gesekan gelinding antara bagian yang berputar dengan yang diam melalui elemen gelinding seperti bola (peluru), rol atau rol jarum dan rol bulat. Bantalan gelinding pada umumnya lebih cocok untuk beban kecil daripada bantalan luncur. Tergantung pada bentuk elemen gelindingnya. Putaran pada bantalan ini dibatasi oleh gaya sentrifugal yang timbul pada elemen gelinding tersebut.



Gambar 2.12 Bantalan Gelinding.
Docplayer.info

Karena konstruksinya yang sukar dan ketelitian yang tinggi maka bantalan gelinding hanya dapat dibuat oleh pabrik-pabrik tertentu saja. Adapun harganya pada umumnya lebih mahal daripada bantalan luncur. Untuk menekan biaya pembuatan serta memudahkan pemakaian, Bantalan gelinding diproduksi menurut standar dalam berbagai ukuran dan bentuk.

Keunggulan bantalan ini adalah pada gesekannya yang rendah. Pelumasannya pun sangat sederhana cukup dengan gemuk, Bahkan pada macam yang memakai sil sendiri tidak perlu pelumasan lagi. Meskipun ketelitiannya sangat tinggi namun karena adanya gerakan elemen gelinding dan sankar, pada putaran tinggi bantalan ini agak gaduh dibandingkan dengan bantalan luncur. Pada waktu memilih bantalan, ciri masing-masing masih harus dipertimbangkan sesuai dengan pemakaian, lokasi dan macam beban yang akan dialami.

2.5.3 Gaya Radial pada Bantalan

Menetapkan beban rancangan pada bantalan, biasanya disebut beban ekuivalen. Metode penentuan beban ekuivalen jika hanya beban radial (R), diterapkan untuk mempertimbangkan apakah cincin dalam atau luar yang berputar menggunakan rumus sebagai berikut :

$$P = V.X.F_r + Y.F_a \dots\dots\dots(2.21)$$

(Robert L. Mott, 2004)

Dimana :

- P = Beban Ekuivalen (lbf)
- F_r = Beban radial (lbf)
- F_a = Beban aksial (lbf)
- V = Faktor putaran dimana :
 - $V = 1$ jika ring dalam yang berputar
 - $V = 1.2$ jika ring luar yang berputar
- X = Konstanta radial
- Y = Konstanta aksial

2.5.4 Beban Equivalen (gabungan beban radial dan aksial pada bantalan)

Beban ekuivalen (P) adalah beban radial yang konstan dan bekerja pada bantalan dengan ring dalam berputar sedangkan ring luar tetap. Ini akan memberikan umur yang sama seperti pada bantalan bekerja dengan kondisi nyata untuk beban dan putaran yang sama. Untuk menghitung beban radial pada bantalan dapat menggunakan rumus :

$$P_r = X.V.F_r + Y F_a \dots\dots\dots(2.22)$$

(Sularso, 2002)

Untuk beban aksial dapat dihitung menggunakan rumus :

$$P = X.F_r + Y F_a \dots\dots\dots(2.23)$$

(Sularso, 2002)

Bila faktor beban kejut dimasukkan maka persamaan akan menjadi :

$$P = F_s (V X.F_r + Y F_a) \dots\dots\dots(2.24)$$

Dimana :

- P_r = Beban radial (*lb*)
- X = Faktor beban radial
- V = Faktor putaran Ring

Ring dalam yang berputar $V = 1$
 Ring luar yang berputar $V = 1.2$

- F_a = Beban aksial (*lb*)
- Y = Faktor beban aksial
- F_s = Konstanta kondisi beban

Beban radial ekivalen statis, P_o (Kgf), dan beban aksial ekivalen statis, P_{o_a} (Kgf) untuk membawa beban radial F_r (Kgf), dapat ditentukan dengan persamaan berikut :

$$P_o = X_o \cdot F_r + Y_o F_a \dots\dots\dots(2.25)$$

(Sularso, 2002)

$$P_o = F_r \text{ dan diambil yang terbesar } \dots\dots\dots(2.26)$$

(Sularso, 2002)

$$P_{o_a} = F_a + 2,3 F_r \tan \alpha \dots\dots\dots(2.27)$$

(Sularso, 2002)

2.5.5 Umur Bantalan

Tingkat umur merupakan cara baku untuk melaporkan hasil dari banyak pengujian bantalan dengan rancangan tertentu. Ini menunjukkan umur yang akan berhasil mencapai oleh 90% bantalan dengan tingkat beban tertentu. Sebagai catatan, bahwa tingkat umur ini juga menunjukkan umur yang tidak bisa dicapai oleh 10% bantalan. Tingkat umur secara khas menunjukkan umur L_{10} pada tingkat beban tertentu. (Robert L. Mott, 2004) Untuk menghitung umur bantalan dapat menggunakan rumus :

$$L_d = \left[\frac{C}{P_d} \right]^k \times (10^6) \dots\dots\dots(2.28)$$

(Robert L. Mott, 2004)

Dimana :

- L_d = Umur bantalan (jumlah putaran)
- C =Diperoleh dari tabel bantalan sesuai dengan diameter dalam bantalan yang diketahui (lb)
- P_d = Beban rancangan yang diberikan (lb)
- K = 3, untuk bantalan dengan bola

2.6 Poros

Poros adalah penopang bagian mesin yang diam, berayun atau berputar, tetapi tidak menderita momen putar dan dengan demikian tegangan utamanya adalah tekukan (bending). Poros dalam mesin ini berfungsi untuk meneruskan tenaga bersama-sama dengan putaran. Setiap elemen mesin yang berputar, seperti cakara tali, pulley, sabuk mesin, piringan kabel, tromol kabel, roda gigi, dipasang berputar terhadap poros pendukung yang tetap atau dipasang tetap pada poros pendukung yang berputar



Gambar 2.13 Poros

2.6.1 Macam-macam Poros

Poros untuk meneruskan daya diklasifikasikan menurut pembebanannya sebagai berikut :

- Poros Transmisi (line shaft)
Poros ini mendapat beban puntir dan lentur. Daya ditransmisikan kepada poros ini melalui kopling, roda gigi, puli sabuk , rantai dll.
- Spindel (Spindle)
Poros yang pendek, seperti poros utama mesin perkakas, dimana beban utamanya berupa puntiran . syarat yang harus dipenuhi poros ini adalah deformasinya harus kecil dan bentuk serta ukurannya harus teliti.
- Gandar (Axle)
Poros ini dipasang diantara roda-roda kereta barang, dimana tidak mendapat beban lentur, kecuali jika digerakan oleh penggerak mula dimana akan mengalami beban puntir.

2.6.2 Hal-hal Penting dalam Perencanaan Poros

Hal-hal yang perlu diperhatikan didalam merencanakan sebuah poros adalah :

- a. Kekuatan poros
Suatu poros transmisi dapat mengalami beban puntir atau lentur atau gabungan anatra puntir dan lentur. Juga ada poros yang mendapat beban tarik atau tekan seperti poros baling-baling kapal atau turbin. Faktor - faktor yang harus diperhatikan untuk perencanaan poros yaitu faktor kelelahan dan pengaruh konsentrasi tegangan apabila diameter poros diperkecil atau poros bertangga atau

mempunyai alur pasak. Sebuah poros harus direncanakan hingga cukup kuat untuk menahan beban-beban diatas.

b. Momen terbesar

Untuk melakukan perhitungan momen terbesar yang terjadi pada poros maka terlebih dahulu dibuat diagram bidang momen, dari diagram bidang tersebut akan diketahui letak momen terbesar pada bidang horizontal dan vertikal yang dapat dihitung dengan persamaan sebagai berikut :

$$M = \sqrt{(M_h)^2 + (M_v)^2} \dots\dots\dots(2.29)$$

(R. C. Hibbeler 2013)

Dimana :

- M_h = Momen yang terjadi pada bidang horizontal
- M_v = Momen yang terjadi pada bidang vertical

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

$$\sqrt{\left(\frac{16 \cdot Mb}{\pi \cdot ds^3}\right)^2 + \left(\frac{16 \cdot Mt}{\pi \cdot ds^3}\right)^2} \leq \frac{ks \sigma_{yps}}{sf} \dots\dots\dots(2.31)$$

$$ds \geq \sqrt[6]{\frac{16^2 Mb^2 + 16^2 Mt^2}{\pi^2 \left(\frac{ks Syp}{sf}\right)^2}} \dots\dots\dots(2.32)$$

Dimana :

- Syp = Strength yield point
- Sf = Faktor keamanan
- ds = Diameter luar poros
- Mb = Momen bending pada poros

Mt = Torsi yang terjadi pada poros

Dengan memasukkan data – data yang ada kedalam rumus diatas maka akan diperoleh diameter poros.

2.7 Kapasitas Alat Pengiris Cincou Hitam

Mencari kapasitas alat pengiris cincou hitam dapat menggunakan rumus sebagai berikut :

$$Q = m \cdot n \cdot z \dots\dots\dots(2.33)$$

Dimana :

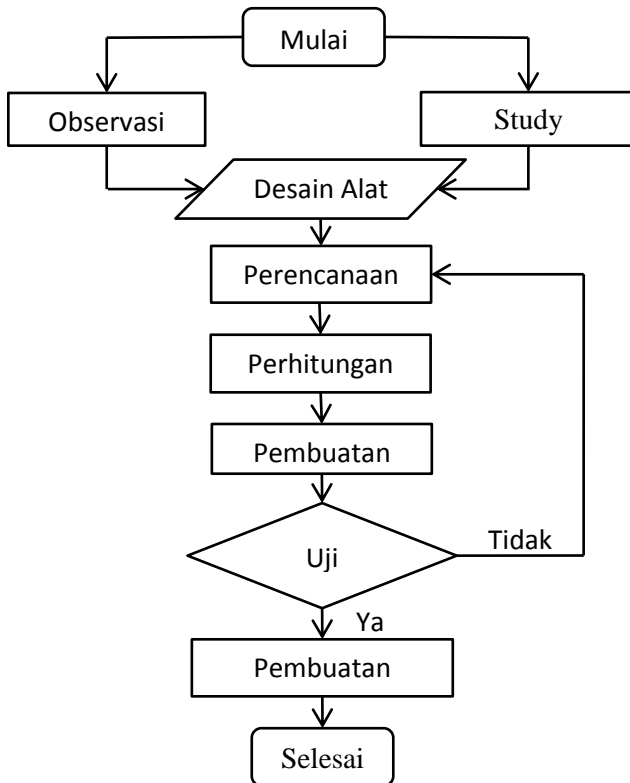
- Q = Kapasitas alat (kg/jam)
- m = Massa cincou hitam (kg)
- n = Putaran pada disk (rpm)
- z = Jumlah pisau pada disk

Halaman ini sengaja dikosongkan

BAB 3 METODOLOGI

3.1 Diagram Alir Proses

Metodologi dalam penelitian ini yang digunakan melalui beberapa tahapan yang dapat dijelaskan melalui diagram seperti berikut :



Gambar 3.1 Diagram alir proses

3.2 Metodologi Pengerjaan Tugas Akhir

Dalam kegiatan ini dirancang alat pengiris cincau hitam. Untuk dapat mencapai hasil tersebut maka langkah-langkah yang akan dilakukan secara ringkas dapat diuraikan sebagai berikut :

3.2.1 Observasi

Dalam tahap ini dilakukan untuk mengetahui gaya pemotongan pada cincau hitam sehingga dapat merencanakan komponen-komponen alat yang lain. Disamping itu kami mengkaji bahan yang ada di pasaran.

3.2.2 Studi Literatur

Pada tahap awal dilakukan studi literatur yang berhubungan dengan perencanaan komponen-komponen dan bahan yang digunakan serta dimensi yang membuat alat ini bekerja dengan maksimal.

Disamping itu dilakukan pencarian data dan literatur dari internet, buku/text book, diktat yang mengacu pada referensi dan tugas akhir yang berkaitan dan berhubungan dengan cincau hitam dan pengirisan cincau hitam

3.2.3 Desain Alat

Perencanaan awal ini didasari pada hasil kaji literatur, desain dan dimensi dari mesin yang sudah ada. Dari rancangan awal ini diperoleh konsep alat pengiris cincau hitam. Perancangan awal ini dimaksudkan untuk mendapat desain

yang selanjutnya akan diterapkan pada alat tersebut dengan memperhatikan data-data yang diperoleh dari studi literatur maupun observasi.

3.2.4 Perencanaan

Perencanaan bertujuan untuk mendapatkan desain dan mekanisme dari data yang telah diperoleh dari observasi dan studi literatur. Penentuan bahan yang akan digunakan dipilih bahan yaitu stainless steel agar terhindar dari korosi, karena alat ini bersentuhan langsung dengan produk makanan.

3.2.5 Perhitungan

Setelah perencanaan dibuat, selanjutnya akan dilakukan perhitungan untuk mendapatkan kesesuaian terhadap desain mesin yang telah dibuat dengan dimensi mesin yang telah ditentukan. Perhitungan yang dilakukan untuk mendapatkan :

1. Daya yang diperlukan agar mendapatkan daya motor yang sesuai.
2. Menentukan dimensi dari belt dan pulley, poros, dan bearing yang sesuai.

3.2.6 Pembuatan Alat

Dari hasil observasi, perhitungan, perencanaan dan desain alat pengiris cincau hitam dapat diketahui dimensi komponen yang diperlukan untuk pembuatan alat. Komponen-komponen tersebut selanjutnya dilakukan perakitan secara berurutan dengan pemilihan elemen mesin sesuai dengan desain yang telah dibuat.

3.2.7 Pengujian dan Analisa

Proses pengujian dilakukan setelah mesin telah selesai dibuat dan dengan mengoperasikan mesin tersebut. Dalam pengujian dapat diperoleh hasil proses pengirisan cincau hitam dengan memperhatikan hal-hal berikut :

1. Kecepatan pengirisan cincau hitam.
2. Presentase kerusakan.
3. Hasil pengirisan yang didapatkan.

3.2.8 Pembuatan Laporan

Pembuatan laporan adalah tahap akhir dari pembuatan alat pengiris cincau hitam, dengan membuat laporan dari tahap observasi hingga hasil yang dicapai dari pengujian.

BAB 4

HASIL PERHITUNGAN DAN PEMBAHASAN

Membahas tentang perhitungan dan pembahasan analisa gaya-gaya dan daya pada alat pengiris cincau hitam.

4.1 Percobaan untuk menentukan gaya potong

Gaya pemotongan cincau hitam adalah gaya yang dibutuhkan untuk memotong sebuah cincau hitam. Besarnya gaya pemotongan yang dibutuhkan dapat diketahui dengan cara melakukan pembebanan pada mata pisau yang digunakan untuk memotong cincau hitam.

Setelah gaya pemotongan cincau hitam telah diketahui, maka dapat menghitung torsi yang dibutuhkan. Sehingga daya motor minimum yang dibutuhkan didapat.

4.1.1 Percobaan 1

Percobaan awal untuk mengetahui besar gaya untuk memperoleh daya motor yang dibutuhkan untuk proses pemotongan. Percobaan dilakukan dengan metode seperti pada gambar berikut:

Metode percobaan:

Cincau hitam yang dipotong memiliki luas penampang 5,5 x 6,5 cm. Cincau hitam dipotong sesuai dengan bentuk/dimensi untuk uji. Kemudian cincau hitam diletakan di tatakan potong dan diletakan pada busur yang sudah ada tali, kemudian tali untuk pemotong yang dikaitkan pada wadah pemberat sehingga cincau hitam dapat terpotong. Hasil dari pengujian gaya potong cincau hitam didapatkan data pengujian pada table 4.1.

Tabel 4.1 percobaan uji cincau hitam

percobaan	massa
Cincau Hitam 1	0,660 kg
Cincau Hitam 2	0,575 kg
Cincau Hitam 3	0,487 kg
Cincau Hitam 4	0,444 kg
Cincau Hitam 5	0,518 kg

Maka gaya pemotongan cincau hitam :

$$\begin{aligned}
 F_{\text{potong}} &= \frac{M_1+M_2+M_3+M_4+M_5}{5} = \frac{660+575+487+444+518}{5} \\
 &= \frac{2,684}{5} = 0,536 \text{ kgf}
 \end{aligned}$$

Jadi gaya potong pada cincau hitam sebesar 0,536 kgf

Selanjutnya, dapat dihitung torsi yang dibutuhkan untuk memotong cincau hitam dengan menggunakan rumus sebagai berikut :

$$T = F_{\text{potong}} \times r$$

Diketahui :

$$\begin{aligned}
 F_{\text{potong}} &= \text{Gaya potong cincau hitam (0,536 kgf)} \\
 r &= \text{Jarak dari pusat piringan ke tengah pisau pemotong (570 mm)}
 \end{aligned}$$

Sehingga :

$$\begin{aligned}
 T &= 0,536 \text{ kgf} \times 570 \text{ mm} \\
 T &= 305,52 \text{ kgf} \cdot \text{mm}
 \end{aligned}$$

Setelah diketahui besarnya torsi yang dibutuhkan, maka kebutuhan daya dapat dihitung menggunakan rumus sebagai berikut :

$$P = \frac{T \times putaran(rpm)}{9,74 \times 10^5}$$

Diketahui :

$$T = 305,52 \text{ kgf.mm}$$

$$n = 84 \text{ rpm}$$

Sehingga

$$P = \frac{305,52 \text{ kgf. mm} \times 84 \text{ rpm}}{9,74 \times 10^5}$$

$$P = 0,0263 \text{ kW}$$

$$P = 0,0353 \text{ HP}$$

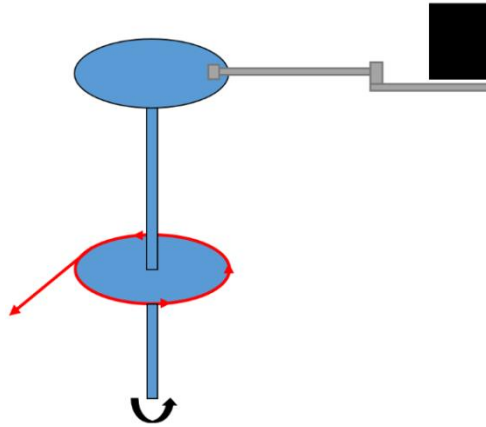
Sehingga motor yang akan digunakan pada alat ini yaitu sebesar 0,25 HP

4.1.2 Percobaan 2

Uji coba yang kedua ini dengan menggunakan alat pengiris cincau hitam yang telah dibuat untuk mengetahui besarnya daya pemotongan maksimum akibat gaya geser yang terjadi dan juga menentukan torsi yang terjadi apabila proses pengirisan dilakukan dengan menggunakan alat tersebut.

Metode Uji Coba :

1. Langkah awal yaitu memasukkan cincau hitam ke dalam hopper yang tersedia.
2. Selanjutnya memposisikan pisau agar nantinya proses pemotongannya dapat sesuai dengan posisi dari cincau hitam.
3. Langkah selanjutnya yaitu mengikat dan melilitkan tali tambang ke pulley yang terhubung pada poros piringan, setelah tali tambang terikat dan terlilit secara penuh di pulley, ikatkan ujung yang lain dari tali tambang yang akan ditarik dengan pegas tarik
4. Setelah itu pegas tarik ditarik sehingga nantinya akan memutar disk yang akan mengakibatkan pisau memotong cincau hitam.



gambar 4.1 Mencari nilai gaya potong menggunakan pegas tarik

Pada saat proses penarikan pegas tarik, besarnya gaya yang dibutuhkan untuk mengiris cinau hitam sebesar 1,73 kgf (16,965 N) dengan ukuran panjang dan lebar cinau hitam adalah 100mm dan 70mm, sehingga memiliki luas penampang sebesar 7000mm².

Selanjutnya, dapat dihitung torsi yang dibutuhkan untuk memotong cinau hitam dengan menggunakan rumus sebagai berikut :

$$T = F \times r$$

Diketahui :

F= Gaya potong cinau hitam (1,73 kgf)

r = Jarak dari pusat piringan ke tengah pisau pemotong (570 mm)

Sehingga :

$$T = F \times r$$

$$T = 1,73 \text{ kgf} \times 570\text{mm}$$

$$T = 986,1 \text{ kgf} \cdot \text{mm}$$

Setelah diketahui besarnya torsi yang dibutuhkan, maka kebutuhan daya dapat dihitung menggunakan rumus sebagai berikut :

$$P = \frac{T \times \text{putaran}(rpm)}{9,74 \times 10^5}$$

Dimana :

$$T = 986,1 \text{ kgf} \cdot \text{mm}$$

$$n = 84 \text{ rpm}$$

Sehingga :

$$P = \frac{986,1 \text{ kgf} \cdot \text{mm} \times 84(\text{rpm})}{9,74 \times 10^5}$$

$$P = 0,085 \text{ kW}$$

Maka daya yang dibutuhkan untuk mengiris cincau hitam dengan $n = 84 \text{ rpm}$ sebesar $0,085 \text{ kW}$. Karena $1 \text{ kW} = 1,341 \text{ hp}$ maka daya yang dibutuhkan menjadi

$$0,085 \text{ kW} \times 1,341 \text{ hp/kW} = 0,113 \text{ HP}$$

4.1.3 Daya Perencanaan

Setelah dipilihnya motor AC 0,25 HP sebagai penggerak. Maka daya rencana dapat dihitung dengan menggunakan rumus sebagai berikut :

$$P_d = f_c \times P \text{ (kW)}$$

Diketahui :

f_c = Faktor koreksi dalam Lampiran

P = Daya yang akan diteruskan (kW)

Sehingga :

$$P_d = 1,2 \times 0,085 \text{ kW}$$

$$P_d = 0,102 \text{ kW}$$

Jadi daya rencana yang akan diteruskan oleh belt adalah sebesar 0,102 kW

4.2 Perbandingan Diameter Pulley

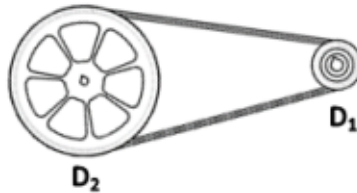
Menentukan kecepatan putaran dari piringan dengan menggunakan rumus perbandingan diameter pulley :

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

Diketahui :

$$\begin{aligned} n_1 &= 1400 \text{ rpm} \\ D_1 &= 2 \text{ in} = 50,8 \text{ mm (Driver)} \\ D_2 &= 10 \text{ in} = 254 \text{ mm (Driven)} \\ D_3 &= 3 \text{ in} = 76,2 \text{ mm} \\ D_4 &= 10 \text{ in} = 254 \text{ mm} \end{aligned}$$

- mencari nilai n_2 dengan perbandingan diameter pulley 1 dan pulley 2



Gambar 4.2 Perbandingan diameter pulley 1 dan pulley 2

Sehingga :

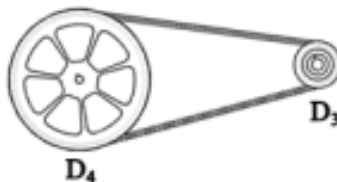
$$\frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{D_1}$$

$$\frac{1400}{n_2} = \frac{254}{50,8}$$

$$n_2 = \frac{1400 \times 50,8}{254}$$

$$n_2 = 280 \text{ rpm}$$

- mencari nilai n_4 dengan perbandingan diameter pulley 3 dan diameter pulley 4. Nilai n_3 sama dengan nilai n_2 karena masih dalam satu poros.



Gambar 4.3 Perbandingan diameter pulley 3 dan pulley 4

Sehingga :

$$\frac{n_3}{n_4} = \frac{D_4}{D_3}$$

$$\frac{280}{n_4} = \frac{254}{76,2}$$

$$n_4 = \frac{280 \times 76,2}{254}$$

$$n_4 = 84 \text{ rpm}$$

4.3 Perencanaan Belt dan Pulley

Dalam perencanaan belt dan pulley kita dapat mengetahui rancangan tersebut aman untuk digunakan sesuai standarnya. Belt dapat terpasang pada dua buah pulley. Pulley pertama sebagai driver pulley kedua sebagai driven.

4.3.1 Perencanaan V-Belt

Belt yang digunakan adalah v-belt dengan tipe A. Dengan jarak sumbu poros (C) pulley D_1 ke D_2 255 mm, sedangkan jarak sumbu poros (C) pulley D_3 ke D_4 270 mm.

Hubungan jarak sumbu poros (C) dengan diameter pulley yang sesuai dapat diketahui menggunakan rumus sebagai berikut :

$$C - \frac{1}{2}(d_p + D_p) > 0$$

- Jarak sumbu poros dari pulley 1 dan pulley 2 ($C = 255\text{mm}$)

$$C - \frac{1}{2}(D_1 + D_2) > 0$$

$$C - \frac{1}{2}(50,8 + 254) > 0$$

$$C - \frac{1}{2}(304,8) > 0$$

$$C - 152,4 > 0$$

$$255 > 154,2 \text{ mm (sudah sesuai)}$$

- Jarak sumbu poros dari pulley 3 dan pulley 4 ($C = 270\text{mm}$)

$$C - \frac{1}{2}(D_3 + D_4) > 0$$

$$C - \frac{1}{2}(76,2 + 254) > 0$$

$$C - \frac{1}{2}(330,2) > 0$$

$$C - 165,1 > 0$$

$$270 > 165,1\text{mm (sudah sesuai)}$$

4.3.2 Panjang Belt

Dengan diketahui jarak sumbu poros pulley (C) dan diameter tiap pulley yang digunakan, maka panjang belt dapat dihitung menggunakan persamaan berikut :

$$L = 2C + \frac{\pi}{2} (d_p + D_p) + \frac{1}{4C} (D_p - d_p)^2$$

- Panjang belt dari pulley 1 ke pulley 2

$$L = 2C + \frac{\pi}{2} (D_1 + D_2) + \frac{1}{4C} (D_2 - d_1)^2$$

$$L = 2(255) + \frac{\pi}{2} (50,8 + 254) + \frac{1}{4(255)} (254 - 50,8)^2$$

$$L = 510 + \frac{\pi}{2} (304,8) + \frac{1}{1020} (203,2)^2$$

$$L = 510 + 478,536 + 40,48$$

$$L = 510 + 478,536 + 40,48$$

$$L = 1029mm$$

Jadi, dari lampiran pada lampiran A.5 maka dapat dipilih belt yang sesuai dengan pasaran tipe A 39 dengan panjang 991 mm.

- Panjang belt dari pulley 3 ke pulley 4

$$L = 2C + \frac{\pi}{2} (D_3 + D_4) + \frac{1}{4C} (D_4 - d_3)^2$$

$$L = 2(270) + \frac{\pi}{2} (76,2 + 254) + \frac{1}{4(270)} (254 - 76,2)^2$$

$$L = 540 + \frac{\pi}{2} (330,2) + \frac{1}{1080} (177,8)^2$$

$$L = 540 + 518,414 + 29,271$$

$$L = 1087,685mm$$

Jadi, dari lampiran pada lampiran . maka dapat dipilih belt yang sesuai dengan pasaran tipe A 42 dengan panjang 1067 mm.

4.3.3 Sudut kontak yang terjadi pada pulley

Setelah mengetahui panjang sumbu antar poros (C) dan juga diameter pulley maka dapat diketahui sudut kontak dengan menggunakan persamaan berikut :

$$\theta = 180^\circ - \frac{57(D_2 - D_1)}{C}$$

- Sudut kontak antara pulley 1 dan pulley 2

$$\theta = 180^\circ - \frac{57(D_2 - D_1)}{C}$$

$$\theta = 180^\circ - \frac{57(254 - 50,8)}{255}$$

$$\theta = 180^\circ - \frac{11582,4}{255}$$

$$\theta = 180^\circ - 45,42$$

$$\theta = 134,58^\circ$$

- Sudut kontak antara pulley 3 dan pulley 4

$$\theta = 180^\circ - \frac{57(D_4 - D_3)}{C}$$

$$\theta = 180^\circ - \frac{57(254 - 76,2)}{270}$$

$$\theta = 180^\circ - \frac{10134,6}{270}$$

$$\theta = 180^\circ - 37,53$$

$$\theta = 142,47^\circ$$

4.3.4 Jumlah belt yang dibutuhkan

Dengan mengetahui daya motor, daya perencanaan dan faktor koreksi K_θ , maka jumlah dapat dihitung dengan menggunakan persamaan berikut :

$$N = \frac{P_d}{P_0 \cdot k_\theta}$$

Diketahui :

$$P_d = 0,102 \text{ kW}$$

$$P_0 = 0,085 \text{ kW}$$

- Jumlah belt untuk pulley 1 dan pulley 2 ($K_\theta = 0,87$)

$$N = \frac{P_d}{P_0 \cdot k_\theta}$$

$$N = \frac{0,102}{0,085 \times 0,87}$$

$$N = 1,37$$

Sehingga jumlah belt yang dibutuhkan adalah 1 buah

- Jumlah belt untuk pulley 3 dan pulley 4 ($K_\theta = 0,91$)

$$N = \frac{P_d}{P_0 \cdot k_\theta}$$

$$N = \frac{0,102}{0,085 \times 0,91}$$

$$N = 1,31$$

Sehingga jumlah belt yang dibutuhkan adalah 1 buah

4.3.5 Kecepatan linear sabuk v pada pulley

- Kecepatan linear sabuk V pada pulley D_2 yang menggerakkan poros tengah dapat diketahui dengan menggunakan persamaan sebagai berikut :

$$v = \frac{\pi \cdot D_2 \cdot n_2}{60 \times 1000}$$

Diketahui :

$$D_2 = 254 \text{ mm}$$

$$n_2 = 280 \text{ rpm}$$

Sehingga :

$$v = \frac{\pi \cdot D_4 \cdot n_4}{60 \times 1000}$$

$$v = \frac{\pi \times 254 \times 280}{60 \times 1000}$$

$$v = \frac{223316,8}{60000}$$

$$v = 3,72 \text{ m/s}$$

- Kecepatan linear sabuk V pada pulley D_4 yang menggerakkan piringan eksentrik pengiris cincau hitam dapat diketahui dengan menggunakan persamaan sebagai berikut :

$$v = \frac{\pi \cdot D_4 \cdot n_4}{60 \times 1000}$$

Diketahui :

$$D_4 = 254 \text{ mm}$$

$$n_4 = 84 \text{ rpm}$$

Sehingga :

$$v = \frac{\pi \cdot D_4 \cdot n_4}{60 \times 1000}$$

$$v = \frac{\pi \times 254 \times 84}{60 \times 1000}$$

$$v = \frac{66995}{60000}$$

$$v = 1,11 \text{ m/s}$$

4.3.6 Gaya tarik efektif pada belt

- Besarnya gaya tarik efektif pada belt pada saat Pulley D_1 menggerakkan pulley D_2 pada poros tengah dapat diketahui dengan menggunakan persamaan sebagai berikut:

$$F_e = \frac{102 \cdot P_0}{v}$$

Diketahui :

$$P_0 = 0,085 \text{ kW}$$

$$v = 3,72 \text{ m/s}$$

Sehingga :

$$F_e = \frac{102 \cdot P_0}{v}$$
$$F_e = \frac{102 \times 0,085}{3,72}$$
$$F_e = 2,33 \text{ kgf}$$

Jika tarikan pada sisi tarik dan sisi kendur berturut – turut adalah F_1 dan F_2 (Kgf), maka besarnya gaya tarik efektif F_e (Kgf) untuk menggerakkan pulley yang digerakkan adalah :

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

Diketahui :

$$F_e = 2,33 \text{ kgf}$$

e = adalah bilangan irrasional yang bernilai 2,71828 ...

$$\mu = 0,30$$

$$\alpha = 180^\circ = 3,141 \text{ rad (karena, } 1^\circ \frac{x\pi}{180} = 0,01745 \text{ rad)}$$

Sehingga :

$$\frac{F_1}{F_2} = e^{\mu \cdot \alpha}$$
$$\frac{F_1}{F_2} = e^{0,30 \times 3,141}$$

$$F_1 = 2,565 \cdot F_2$$

Maka :

$$\begin{aligned} F_e &= F_1 - F_2 \\ 2,33 \text{ kgf} &= 2,565 \cdot F_2 - F_2 \\ 2,33 \text{ kgf} &= 1,565 \cdot F_2 \\ F_2 &= 1,48 \text{ kgf} \end{aligned}$$

Untuk dapat mengetahui besarnya tarikan total awal (inisial tension) pada belt dapat menggunakan persamaan sebagai berikut :

$$F_e = F_1 - F_2$$

Diketahui :

$$\begin{aligned} F_e &= F_1 - F_2 \\ 2,33 \text{ kgf} &= F_1 - 1,48 \text{ kgf} \\ F_1 &= 2,33 \text{ kgf} + 1,48 \text{ kgf} \\ F_1 &= 3,81 \text{ kgf} \end{aligned}$$

Sehingga :

$$\begin{aligned} F_1 + F_2 &= 2F_0 \\ 3,81 \text{ kgf} + 1,48 \text{ kgf} &= 2F_0 \\ F_0 &= 2,645 \text{ kgf} \end{aligned}$$

- Besarnya gaya tarik efektif pada belt pada saat pulley D_3 menggerakkan pulley D_4 pada poros piringan dapat diketahui dengan menggunakan persamaan sebagai berikut:

$$F_e = \frac{102 \cdot P_0}{v}$$

Diketahui :

$$P_0 = 0,085 \text{ kW}$$

$$v = 1,11 \text{ m/s}$$

Sehingga :

$$F_e = \frac{102 \cdot P_0}{v}$$
$$F_e = \frac{102 \cdot 0,085}{1,11}$$
$$F_e = 7,81 \text{ kgf}$$

Jika tarikan pada sisi tarik dan sisi kendur berturut – turut adalah F_3 dan F_4 (Kgf), maka besarnya gaya tarik efektif F_e (Kgf) untuk menggerakkan pulley yang digerakkan adalah :

$$F_e = F_3 - F_4$$
$$\frac{F_3}{F_4} = e^{\mu \cdot \alpha}$$

Diketahui :

$$F_e = 7,81 \text{ kgf}$$

e = adalah bilangan irrasional yang bernilai 2,71828 ...

$$\mu = 0,30$$

$$\alpha = 180^\circ = 3,141 \text{ rad (karena, } 1^\circ \frac{x\pi}{180} = 0,01745 \text{ rad)}$$

Sehingga :

$$\frac{F_3}{F_4} = e^{\mu \cdot \alpha}$$
$$\frac{F_3}{F_4} = e^{0,30 \times 3,141}$$

$$F_3 = 2,565 \cdot F_4$$

Maka :

$$F_e = F_3 - F_4$$

$$7,81 \text{ kgf} = 2,565 \cdot F_4 - F_4$$

$$7,81 \text{ kgf} = 1,565 \cdot F_4$$

$$F_4 = 4,99 \text{ kgf}$$

Untuk dapat mengetahui besarnya tarikan total awal (inisial tension) pada belt dapat menggunakan persamaan sebagai berikut :

$$F_e = F_3 - F_4$$

Diketahui :

$$F_e = F_3 - F_4$$

$$7,81 \text{ kgf} = F_3 - 4,99 \text{ kgf}$$

$$F_3 = 7,81 \text{ kgf} + 4,99 \text{ kgf}$$

$$F_3 = 12,8 \text{ kgf}$$

Sehingga :

$$F_3 + F_4 = 2F_0$$

$$12,8 \text{ kgf} + 4,99 = 2F_0$$

$$F_0 = 8,895 \text{ kgf}$$

4.3.7 Tegangan maksimum pada belt

Setelah mengetahui gaya tarik efektif belt, tegangan maksimum pada belt dapat diketahui dengan menggunakan persamaan sebagai berikut :

$$\sigma_{max} = \frac{F_0}{A} + \frac{F_e}{2A} + \frac{\gamma \cdot v^2}{10 \cdot g} E_b \frac{h}{d_{min}}$$

- Tegangan maksimum pada belt yang menggerakkan pulley 2

Diketahui :

$$\frac{F_0}{A} = 12 \text{ kgf/cm}^2 (\text{untuk } v - \text{belt})$$

$$F_e = 2,33 \text{ kgf}$$

γ = Berat spesifik untuk belt dengan bahan “Rubber Canvas” adalah 1,25 – 1,50 kgf/dm³ (Lampiran A.8)

$$v^2 = (3,72 \text{ m/s})^2$$

$$E_b = \text{Modulus Elastisitas (300 kgf/cm}^2)$$

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

$$h = 9 \text{ mm} = 0,9 \text{ cm}$$

$$D_1 = 50,8 \text{ mm} = 5,08 \text{ cm}$$

Sehingga :

$$\sigma_{max} = \frac{F_0}{A} + \frac{F_e}{2A} + \frac{\gamma \cdot v^2}{10 \cdot g} + E_b \frac{h}{d_{min}}$$

$$\sigma_{max} = \frac{12 \text{ kgf}}{\text{cm}^2} + \frac{2,33 \text{ kgf}}{2(0,81) \text{ cm}^2} +$$

$$\frac{\left(1,4 \frac{\text{kgf}}{\text{dm}^3} \times \frac{1000 \text{ dm}^3}{1 \text{ m}^3}\right) \times (3,72 \text{ m/s})^2}{10 \times 9,81 \text{ m/s}^2} + 300 \text{ kgf/cm}^2 \frac{0,9 \text{ cm}}{5,08 \text{ cm}}$$

$$\sigma_{max} = 12 \frac{kgf}{cm^2} + 1,62 \frac{kgf}{cm^2} + \left(197,48 \frac{kgf}{m^2} \times \frac{1m^2}{10000cm^2} \right) +$$

$$53,149 \frac{kgf}{cm^2}$$

$$\sigma_{max} = 12 \frac{kgf}{cm^2} + 1,62 \frac{kgf}{cm^2} + 0,0197 \frac{kgf}{cm^2} + 53,149 \frac{kgf}{cm^2}$$

$$\sigma_{max} = 66,788 \frac{kgf}{cm^2}$$

- Tegangan maksimum pada belt yang menggerakkan pulley 4

Diketahui :

$$\frac{F_0}{A} = 12 \text{ kgf/cm}^2 (\text{untuk } v - \text{belt})$$

$$F_e = 7,81 \text{ kgf}$$

γ = Berat spesifik untuk belt dengan bahan “Rubber Canvas” adalah 1,25 – 1,50 kgf/dm³

$$v^2 = (1,11 \text{ m/s})^2$$

E_b = Modulus Elastisitas (300 kgf/cm²)

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

$$h = 9 \text{ mm} = 0,9 \text{ cm}$$

$$D_1 = 76,2 \text{ mm} = 7,62 \text{ cm}$$

Sehingga :

$$\sigma_{max} = \frac{F_0}{A} + \frac{F_e}{2A} + \frac{\gamma \cdot v^2}{10 \cdot g} + E_b \frac{h}{d_{min}}$$

$$\sigma_{max} = \frac{12kgf}{cm^2} + \frac{7,81kgf}{2(0,81)cm^2} +$$

$$\frac{\left(1,4 \frac{\text{kgf}}{\text{dm}^3} \times \frac{1000 \text{ dm}^3}{1 \text{ m}^3}\right) \times (1,11 \text{ m/s})^2}{10 \times 9,81 \text{ m/s}^2} + 300 \text{ kgf/cm}^2 \frac{0,9 \text{ cm}}{7,62 \text{ cm}}$$

$$\sigma_{max} = 12 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} + 4,82 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} + \left(17,58 \frac{\text{kgf}}{\text{m}^2} \times \frac{1 \text{ m}^2}{10000 \text{ cm}^2}\right) + 35,433 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

$$\sigma_{max} = 12 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} + 4,82 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} + 0,0017 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} + 35,433 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

$$\sigma_{max} = 52,254 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

4.3.8 Kehilangan daya pada v-belt

Setelah mengetahui tegangan efektif pada belt yang digunakan, selanjutnya daya yang hilang akibat tegangan maksimum dapat diketahui dengan menggunakan persamaan sebagai berikut :

$$\eta = \frac{F_e \cdot v}{F_e \cdot v + L_t}$$

- Daya yang hilang pada belt yang menggerakkan pulley 2

Diketahui :

$$\begin{aligned} \eta &= \text{Efisiensi (untuk V-Belt = 0.96)} \\ F_e &= 2,33 \text{ kgf} \\ V &= 3,72 \text{ m/s} \end{aligned}$$

Sehingga :

$$\eta = \frac{F_e \cdot v}{F_e \cdot v + L_t}$$

$$0,96 = \frac{2,33 \times 3,72}{(2,33 \times 3,72) + L_t}$$

$$(2,33 \times 3,72) + L_t = \frac{2,33 \times 3,72}{0,96}$$

$$(8,66) + L_t = \frac{8,66}{0,96}$$

$$L_t = 0,36$$

- Daya yang hilang pada belt yang menggerakkan pulley 4

Diketahui :

$$\begin{aligned} \eta &= \text{Efisiensi (untuk V-Belt = 0.96)} \\ F_e &= 7,81 \text{ kgf} \\ v &= 1,11 \text{ m/s} \end{aligned}$$

Sehingga :

$$\eta = \frac{F_e \cdot v}{F_e \cdot v + L_t}$$

$$0,96 = \frac{7,81 \times 1,11}{(7,81 \times 1,11) + L_t}$$

$$(7,81 \times 1,11) + L_t = \frac{7,81 \times 1,11}{0,96}$$

$$(8,66) + L_t = \frac{8,66}{0,96}$$

$$L_t = 0,37$$

4.3.9 Menghitung umur belt

Setelah mengetahui tegangan maksimal (σ_{max}) pada belt, selanjutnya dapat menghitung umur belt yang digunakan untuk perawatan pada mesin, pada persamaan sebagai berikut :

$$U = \frac{v}{L} = \frac{3,72m/s}{1,029m} = 3,615 \text{ rot/s}$$

$$U = \frac{v}{L} = \frac{1,11m/s}{1,087m} = 1,021 \text{ rot/s}$$

- Menghitung umur belt pada pulley 1 dan pulley 2

Diketahui :

H = Umur belt (*jam*)

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

U = 3,615 rot/s

Z = 1 buah

σ_{fat} = Fatigue limit 90 kgf/cm^2 untuk V-Belt

σ_{max} = $66,788 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$

m = Konstanta V-Belt = 8

Sehingga :

$$H = \frac{10^7}{3600 \times 3,615 \times 1} \left[\frac{90 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}}{66,788 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}} \right]^8$$

$$H = \frac{10^7}{13014} [1,347]^8$$

$$H = 8323,423$$

- Menghitung umur belt pada pulley 3 dan pulley 4

Diketahui :

$$\begin{aligned}
 H &= \text{Umur belt (jam)} \\
 N_{base} &= \text{Basis dari tegangan kelelahan yaitu } 10^7 \text{ cycle} \\
 U &= 1,021 \text{ rot/s} \\
 Z &= 1 \text{ buah} \\
 \sigma_{fat} &= \text{Fatigue limit } 90 \text{ kgf/cm}^2 \text{ untuk V-Belt} \\
 \sigma_{max} &= 52,254 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} \\
 m &= \text{Konstanta V-Belt} = 8
 \end{aligned}$$

Sehingga :

$$H = \frac{10^7}{3600 \times 1,021 \times 1} \left[\frac{90 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}}{52,254 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}} \right]^8$$

$$H = \frac{10^7}{3675,6} [1,722]^8$$

$$H = 210347,296 \text{ jam}$$

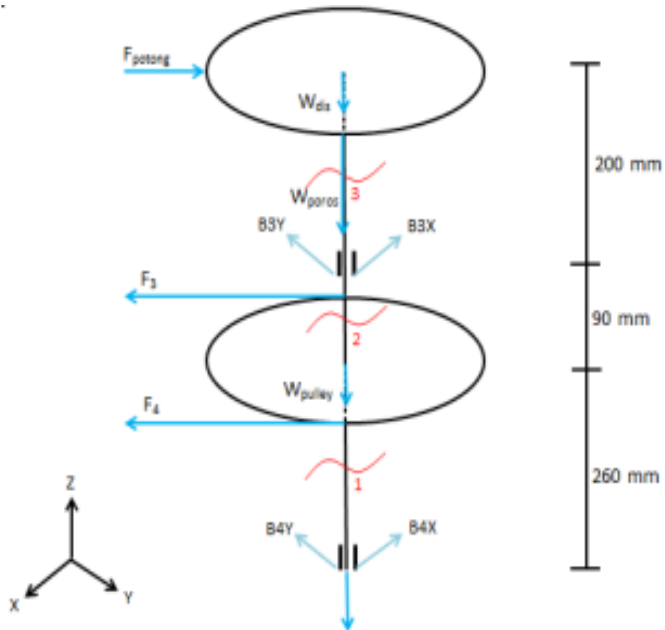
4.4 Perhitungan pada poros

4.4.1 Free body diagram

Dimana diketahui :

$$\begin{aligned}
 \text{Daya motor} &= 0,25\text{HP} \\
 \text{Putaran pulley 4} &= 84 \text{ rpm} \\
 \text{Gaya berat piringan} &= 3,98 \text{ kgf} \\
 \text{Gaya berat pulley 4} &= 0,625 \text{ kgf}
 \end{aligned}$$

Gaya berat poros = 2,12 kgf
 Gaya potong (f_{potong}) = 1,73 kgf
 Gaya pulley terhadap poros (f_{tarik}) = $F_3 + F_4$
 = 12,8 kgf + 4,99 kgf
 = 17,79 kgf



Gambar 4.4 Free Body Diagram poros penggerak piringan

Maka reaksi tumpuan yang didapatkan :

$$\begin{aligned} \Sigma F_x &= 0 \\ F - (F_3 + F_4) + B_{3x} + B_{4x} &= 0 \\ F + B_{3x} + B_{4x} &= (F_3 + F_4) \\ B_{3x} + B_{4x} &= (F_3 + F_4) - F \\ B_{3x} + B_{4x} &= 17,79 \text{ Kgf} - 1,73 \text{ Kgf} \\ B_{3x} + B_{4x} &= 16,06 \text{ Kgf} \end{aligned}$$

$$\Sigma M B_{4x} = 0$$

$$-F(550) - B_{3x} (350) + (F_3+F_4) (260) = 0$$

$$-1,73(550) - B_{3x} (350) + (17,79)(260) = 0$$

$$-951,5 - B_{3x} (350) + 4625,4 = 0$$

$$B_{3x} (350) = 4625,4 - 951,5$$

$$B_{3x} = \frac{3673,9}{350} = 10,49 \text{ kgf}$$

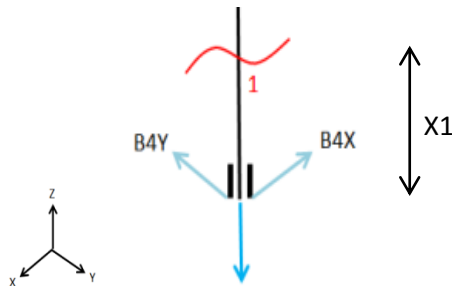
Sehingga :

$$B_{3x} + B_{4x} = 16,06$$

$$B_{4x} = 16,06 - 10,49$$

$$B_{4x} = 5,57 \text{ kgf}$$

- Potongan 1



Gambar 4.5 free body diagram potongan 1

$$\Sigma F_x = 0$$

$$B_{4x} + V_{1x} = 0$$

$$V_{1x} = -5,57 \text{ kgf}$$

$$\Sigma F_y = 0$$

$$V_{1y} + B_{4y} = 0$$

$$V_{1y} = 0$$

$$\Sigma F_z = 0$$

$$-N - W_{\text{poros}} = 0$$

$$N = -W_{\text{poros}}$$

$$N = -2,12 \text{ kgf}$$

$$\Sigma M_1 = 0$$

$$M_1 - B_{4x} (X_1) = 0$$

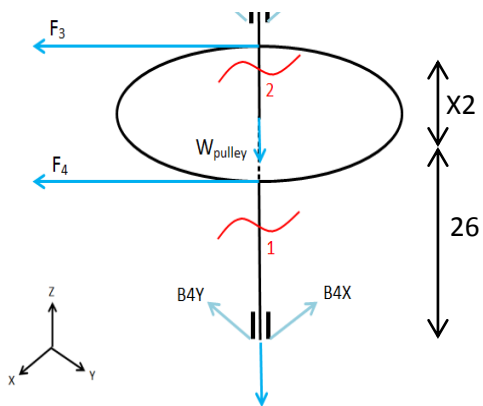
$$M_1 = 9,39 (X_1)$$

$$X_1 = 0 ; M_1 = 0$$

$$X_1 = 130 ; M_1 = 9,39 (130) \\ = 1220,7 \text{ kgf.mm}$$

$$X_1 = 260 ; M_1 = 9,39 (260) \\ = 2441,4 \text{ kgf.mm}$$

- Potongan 2



Gambar 4.5 free body diagram potongan 2

$$\Sigma F_x = 0$$

$$V_{2x} - (F_3 + F_4) + B_{4x} = 0$$

$$V_{2x} = (F_3 + F_4) - B_{4x}$$

$$V_{2x} = 17,79 - 9,39$$

$$V_{2x} = 8,4 \text{ Kgf}$$

$$\Sigma F_y = 0$$

$$V_{2y} + B_{4y} = 0$$

$$V_{2y} = 0$$

$$\Sigma F_z = 0$$

$$-N - W_{\text{pulley}} - W_{\text{poros}} = 0$$

$$N = -W_{\text{pulley}} - W_{\text{poros}}$$

$$N = -0,625 - 2,12$$

$$N = -2,745 \text{ kgf}$$

$$\Sigma M_2 = 0$$

$$M_2 + (F_3 + F_4)(X_2) - B_{4x}(X_2 + 260) = 0$$

$$M_2 = B_{4x}(260 + X_2) - (F_3 + F_4)(X_2)$$

$$= 9,39(260 + X_2) - 17,79(X_2)$$

$$= 2441,4 + 9,39(X_2) - 17,79(X_2)$$

$$= 2441,4 - 8,43(X_2)$$

$$X_2 = 0, M_2 = 2441,4 \text{ kgf.mm}$$

$$X_2 = 175; M_2 = 2441,4 - 8,43(175)$$

$$= 2441,4 - 1475,2$$

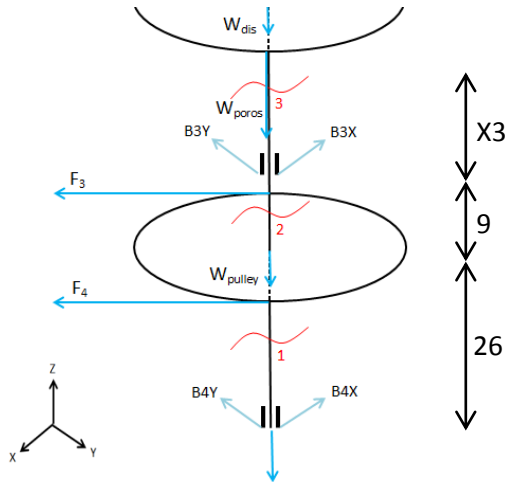
$$= 966,2 \text{ kgf.mm}$$

$$X_2 = 350; M_2 = 2441,4 - 8,43(350)$$

$$= 2441,4 - 2950,5$$

$$= -509,1 \text{ kgf.mm}$$

- Potongan 3



Gambar 4.7 free body diagram potongan 3

$$\Sigma F_x = 0$$

$$V_{3x} + B_{3x} + B_{4x} - (F_3 + F_4) = 0$$

$$V_{3x} + 6,67 + 9,39 - (17,79) = 0$$

$$V_{3x} = 17,79 - 6,67 - 9,39$$

$$V_{3x} = 1,73 \text{ Kgf}$$

$$\Sigma F_y = 0$$

$$V_{3y} + B_{4y} + B_{3y} = 0$$

$$V_{3y} = 0$$

$$\Sigma F_z = 0$$

$$-N - W_{\text{disk}} - W_{\text{pulley}} - W_{\text{poros}} = 0$$

$$N = -W_{\text{disk}} - W_{\text{pulley}} - W_{\text{poros}}$$

$$N = -3,98 - 0,625 - 2,12$$

$$N = -6,275 \text{ kgf}$$

$$\Sigma M_3 = 0$$

$$M_3 - B_{4x} (35 + X_3) + (F_3 + F_4)(9 + X_3) - B_{3x} (X_3) = 0$$

$$M_3 = B_{4x} (35 + X_3) - (F_3 + F_4)(9 + X_3) + B_{3x} (X_3)$$

$$= 9,39(35 + X_3) - (17,79)(9 + X_3) + 6,67(X_3)$$

$$= 328,65 + 9,39 X_3 - 160,11 - 17,79 X_3 + 6,67(X_3)$$

$$M_3 = 168,54 - 1,73(X_3)$$

$$X_3 = 0 ; M_3 = 168,54 \text{ kgf.mm}$$

$$X_3 = 275 ; M = 168,54 - 1,73 (275)$$

$$= -307,21 \text{ kgf.mm}$$

$$X_3 = 550 ; M = 168,54 - 1,73 (550)$$

$$= -782,96 \text{ kgf.mm}$$

4.4.2 Bidang Vertikal

Diketahui data sebagai berikut :

$$W_{\text{disk}} = 3,98 \text{ kgf}$$

$$W_{\text{poros}} = 2,12 \text{ kgf}$$

$$W_{\text{pulley}} = 0,625 \text{ kgf}$$

Maka :

$$\Sigma F_z = 0$$

$$B_{3z} + B_{4z} - W_{\text{total}} = 0$$

$$B_{3z} + B_{4z} = W_{\text{total}}$$

$$B_{3z} + B_{4z} = (3,98 + 2,12 + 0,625)$$

$$B_{3z} + B_{4z} = 6,275$$

Beban yang ditransmisikan oleh bantalan pada arah aksial diasumsikan sama, sehingga didapatkan persamaan berikut :

$$B_{3z} = B_{4z}$$

$$2 B_{3z} = 6,275$$

$$B_{3z} = 3,1375$$

$$B_{3z} = B_{4z} = 3,1375$$

Diagram gaya :

- Gaya geser pada sumbu X (V_x)
Potongan 1 : $V_{1x} = -9,39$ kgf
Potongan 2 : $V_{2x} = 8,4$ kgf
Potongan 3 : $V_{3x} = 1,73$ kgf
- Gaya geser pada sumbu Y (V_y)
Potongan 1 : $V_{1y} = 0$
Potongan 2 : $V_{2y} = 0$
Potongan 3 : $V_{3y} = 0$
- Gaya normal
Potongan 1 : $N = -2,12$ kgf
Potongan 2 : $N = -2,745$ kgf
Potongan 3 : $N = -6,275$ kgf
- Momen bending pada sumbu X (M_x)
Potongan 1 : $X_1 = 0$; $M_1 = 0$ kgf.mm
 $X_1 = 130$; $M_1 = 1220,7$ kgf.mm
 $X_1 = 260$; $M_1 = 2441,4$ kgf.mm
Potongan 2 : $X_2 = 0$; $M_2 = 2441,4$ kgf.mm
 $X_2 = 175$; $M_2 = 966,2$ kgf.mm
 $X_2 = 350$; $M_2 = -509,1$ kgf.mm
Potongan 3 : $X_3 = 275$; $M_3 = -307,21$ kgf.mm
 $X_3 = 550$; $M_3 = -782,96$ kgf.mm

4.4.3 Pengecekan kekuatan pada poros

Pada perencanaan poros bahan yang digunakan adalah AISI 1045 CD dengan $S_{yp} = 90$ Ksi = 63,2763 kgf/mm (lihat lampiran) Menghitung diameter minimum poros dapat dihitung menggunakan persamaan berikut :

$$\sqrt{\left(\frac{16 \cdot Mb}{\pi \cdot ds^3}\right)^2 + \left(\frac{16 \cdot Mt}{\pi \cdot ds^3}\right)^2} \leq \frac{ks \sigma_{yps}}{sf}$$

Diketahui :

$$\begin{aligned} Mb &= 2441,4 \text{ kgf.mm} \\ Mt &= 986,1 \text{ kgf.mm} \\ Ks &= 0,5 \\ Sf &= 2 \\ Ds &= 30 \text{ mm} \end{aligned}$$

Sehingga :

$$\sqrt{\left(\frac{16 \cdot Mb}{\pi \cdot ds^3}\right)^2 + \left(\frac{16 \cdot Mt}{\pi \cdot ds^3}\right)^2} \leq \frac{ks \sigma_{yps}}{sf}$$

$$\sqrt{\left(\frac{16 \cdot 2441,4 \text{ kgf.mm}}{\pi \cdot 30^3 \text{ mm}}\right)^2 + \left(\frac{16 \cdot 986,1 \text{ kgf.mm}}{\pi \cdot 30^3 \text{ mm}}\right)^2} \leq \frac{0,5 \cdot 986,1 \frac{\text{kgf}}{\text{mm}^2}}{2}$$

$$\sqrt{\left(\frac{39062,4 \text{ kgf.mm}}{84780 \text{ mm}^3}\right)^2 + \left(\frac{15777,6}{84780 \text{ mm}^3}\right)^2} \leq \frac{0,5 \cdot 986,1 \frac{\text{kgf}}{\text{mm}^2}}{2}$$

$$\sqrt{0,2122 \frac{\text{kgf}^2}{\text{mm}^4} + 0,0346 \frac{\text{kgf}^2}{\text{mm}^4}} \leq \frac{493,05 \frac{\text{kgf}}{\text{mm}^2}}{2}$$

$$0,4967 \frac{\text{kgf}}{\text{mm}^2} \leq \frac{493,05 \frac{\text{kgf}}{\text{mm}^2}}{2}$$

$$0,4967 \frac{\text{kgf}}{\text{mm}^2} \leq 246,525 \frac{\text{kgf}}{\text{mm}^2}$$

Jadi poros untuk menggerakkan piringan dalam kondisi aman dikarenakan tegangan yang terjadi lebih kecil dari tegangan ijin.

4.5 Perhitungan Bantalan

Dari analisa dan perhitungan pada bagian sebelumnya dipilih bearing jenis uc205, sehingga didapat data berikut :

$$D_{\text{poros}} = 30 \text{ mm}$$

single row deep groove ball bearing

$$C_o = 3340$$

$$C = 4850$$

b = 3 (untuk ball bearing)

$$i = i.fa/C_o$$

fs = service faktor = 1

V = 1 (untuk ring dalam berputar)

4.5.1 Gaya Radial pada Bantalan

- Bantalan A

$$F_a = \sqrt{(F_{ax})^2 + (F_{az})^2}$$
$$F_a = \sqrt{(9,39)^2 + (3,1375)^2}$$
$$F_a = \sqrt{88,1721 + 9,8439}$$
$$F_a = \sqrt{98,016}$$
$$F_a = 9,9 \text{ kgf}$$

- Bantalan B

$$F_b = \sqrt{(F_{bx})^2 + (F_{bz})^2}$$
$$F_b = \sqrt{(6,67)^2 + (3,1375)^2}$$
$$F_b = \sqrt{44,4889 + 9,8439}$$
$$F_b = \sqrt{54,3328}$$
$$F_b = 7,371 \text{ kgf}$$

- ❖ $F_a = 1,73 \text{ kgf} = 3,81 \text{ lbf}$
- $Fr A = 9,9 \text{ kgf} = 21,82 \text{ lbf}$
- $Fr B = 7,371 \text{ kgf} = 16,25 \text{ lbf}$

4.5.2 Beban Ekivalen

Bantalan menerima beban kombinasi antara beban radial (F_r) dan beban aksial (F_a), maka :

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

Sehingga :

- Mencari nilai X dan Y pada bantalan A

Mencari nilai dari $\frac{i \cdot F_a}{V \cdot F_r}$ dimana $i = 1$

Berdasarkan tabel, didapatkan nilai $e = 0,19$ (lampiran)

Mencari nilai dari $\frac{F_a}{V \cdot F_r}$ dimana $F_r A = 21,82 \text{ lbf}$

$$\text{Maka } \frac{F_a}{V \cdot F_r} = \frac{3,81 \text{ lbf}}{1 \cdot 21,82} = 0,1746$$

Selanjutnya yaitu membandingkan antara nilai e

dengan nilai dari $\frac{F_a}{V \cdot F_r} = 0,1746$, maka didapat

$$\frac{F_a}{V \cdot F_r} \leq 1, \text{ maka nilai dari } X = 1 \text{ dan } Y = 0$$

Selanjutnya untuk nilai F_s (service factor) adalah 1, sehingga beban ekivalen di bantalan A adalah :

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

$$P_A = 1(1 \cdot 1 \cdot 21,82 + 0 \cdot 3,81)$$

$$P_A = 25,63$$

- Mencari nilai X dan Y pada bantalan B

Mencari nilai dari $\frac{i.F_a}{V.F_r}$ dimana $i = 1$

Berdasarkan tabel, didapatkan nilai $e = 0,19$ (lampiran)

Mencari nilai dari $\frac{F_a}{V.F_r}$ dimana $F_r B = 16,25$ lbf

$$\text{Maka } \frac{F_a}{V.F_r} = \frac{3,81 \text{ lbf}}{1.16,25} = 0,2344$$

Selanjutnya yaitu membandingkan antara nilai e

dengan nilai dari $\frac{F_a}{V.F_r} = 0,2344$, maka didapat

$$\frac{F_a}{V.F_r} \leq 1, \text{ maka nilai dari } X = 1 \text{ dan } Y = 0$$

Selanjutnya untuk nilai F_s (service factor) adalah 1, sehingga beban ekivalen di bantalan B adalah :

$$\begin{aligned} P_B &= F_s(V.X.F_r + Y.F_a) \\ P_B &= 1(1.1.16,25 + 0.3,81) \\ P_B &= 20,06 \end{aligned}$$

4.5.3 Umur Bantalan

Untuk mengetahui umur bantalan yang nantinya akan digantikan dengan yang baru, maka umur bantalan sebaiknya diganti dengan umur sebagai berikut :

- Bantalan A

$$\begin{aligned} L_{10h} &= \left(\frac{C}{P_1}\right)^B \times \frac{10^6}{60.n} \\ L_{10h} &= \left(\frac{4850}{25,63}\right)^3 \times \frac{10^6}{60.84} \\ L_{10h} &= (189,23)^3 \times 198,41 \\ L_{10h} &= 1,344 \times 10^8 \end{aligned}$$

Maka umur bantalan A adalah $1,344 \times 10^8$ jam kerja

- Bantalan B

$$L_{10h} = \left(\frac{C}{P_2}\right)^B \times \frac{10^6}{60 \cdot n}$$
$$L_{10h} = \left(\frac{4850}{16,25}\right)^3 \times \frac{10^6}{60 \cdot 84}$$
$$L_{10h} = (298,46)^3 \times 198,41$$
$$L_{10h} = 5,274 \times 10^8$$

Maka umur bantalan A adalah $5,274 \times 10^8$ jam kerja

4.6 Pengujian Kapasitas

Untuk menghitung kapasitas mesin pengiris cincau hitam dapat menggunakan persamaan sebagai berikut :

$$Q = m \cdot n \cdot z$$

Diketahui :

Q = Kapasitas mesin (kg/jam)

m = 3,5 (g) = 0,0035 (kg)

n = 84 (rpm)

z = 1

Sehingga :

$$Q = m \cdot n \cdot z$$
$$Q = 0,0035(\text{kg}) \cdot 84 \text{ rpm} \cdot 1$$
$$Q = 17,6 \frac{\text{Kg}}{\text{jam}}$$

Jadi mesin pengiris cincau hitam menggunakan 1 pisau dengan kecepatan pada disk 84 rpm dapat menghasilkan irisan cincau hitam sebesar $17,6 \frac{kg}{jam}$

Halaman ini sengaja dikosongkan

BAB 5

PENUTUP

5.1 Kesimpulan

Dari proses perencanaan dan perhitungan pada mesin pengiris cincau hitam yang penulis rancang, diperoleh data-data sebagai berikut :

1. Dari percobaan diperoleh gaya potong untuk 1 potong cincau hitam dengan luas penampang 70 mm x 10 mm sebesar 1,73 kgf (16,965 N).
2. Torsi yang dibutuhkan sebesar 986,1 kgf.mm dan daya yang dibutuhkan sebesar 0,113 HP.
3. Kapasitas hasil potong mesin diperoleh 17,6 kg/jam.
4. Dimensi hasil perajangan oleh mesin rata-rata sebesar lebar 4 mm, tebal 2 mm dan panjang 100 mm.
5. Belt yang digunakan dari pulley 1 ke pulley 2 adalah tipe A 39 dengan panjang 1029 mm dan memiliki umur 8323,423 jam kerja dan tipe belt dari pulley 3 ke pulley 4 adalah tipe A 42 dengan panjang 1087,685 mm dan memiliki umur 210347,296 jam kerja
6. Bearing yang digunakan menggunakan jenis UC 205 dengan diameter 30 mm dan memiliki umur $5,274 \times 10^8$ jam kerja

5.2 Saran

Saran yang dimaksud disini adalah saran penulis kepada pembaca buku TA ini. Adapun tujuan dari saran ini agar para pembaca, bila melakukan hal yang serupa bisa lebih baik dari penulis :

1. Sebaiknya dibuat bak penampung untuk tempat cincau hitam yang telah diiris supaya lebih mudah untuk mengambilnya.
2. Perlu adanya perhitungan lebih lanjut terhadap kekuatan analisa rangka pada mesin.
3. Perlu adanya pengaplikasian roda pada mesin pengiris cincau hitam untuk memudahkan memindahkan alat dan pengoperasian.

DAFTAR PUSTAKA

1. Sularso, Kiyokatsu. 2002. *Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin*. Jakarta: Pradnya Paramita
2. Mott, Robert L. 2004. *Machine Elements in Mechanical Design*. New Jersey: Pearson Education
3. Hibbeler, RC. 2013. *Engineering Mechanics Statics*. New Jersey: Pearson Education
4. Dobrovolsky, V. 1985. *Machine Element*. Moscow: Peace Publishers
5. Suhariyanto dan Syamsul hadi. 2011. *Elemen Mesin II*. Institut Teknologi Sepuluh Nopember, Surabaya.
6. Suhariyanto, Syamsul Hadi, Eddy Widiyono dan Mahirul Mursyid. 2012. *Elemen Mesin II*. Institut Teknologi Sepuluh Nopember, Surabaya.
7. Widyaningsih, Tri Dewanti. 2007. *Cincau Hitam*. Surabaya: Trubus Agrisarana

LAMPIRAN

Lampiran A.1

TABLE A.1 Conversion Factors	
Area	
$1 \text{ mm}^2 = 1.0 \times 10^{-6} \text{ m}^2$	$1 \text{ ft}^2 = 144 \text{ in.}^2$
$1 \text{ cm}^2 = 1.0 \times 10^{-4} \text{ m}^2 = 0.1550 \text{ in.}^2$	$1 \text{ in.}^2 = 6.4516 \text{ cm}^2 = 6.4516 \times 10^{-4} \text{ m}^2$
$1 \text{ m}^2 = 10.7639 \text{ ft}^2$	$1 \text{ ft}^2 = 0.092903 \text{ m}^2$
Conductivity	
$1 \text{ W/m}\cdot\text{K} = 1 \text{ J/s}\cdot\text{m}\cdot\text{K}$ $= 0.577789 \text{ Btu/h}\cdot\text{ft}\cdot\text{R}$	$1 \text{ Btu/h}\cdot\text{ft}\cdot\text{R} = 1.730735 \text{ W/m}\cdot\text{K}$
Density	
$1 \text{ kg/m}^3 = 0.06242797 \text{ lbm/ft}^3$	$1 \text{ lbm/ft}^3 = 16.01846 \text{ kg/m}^3$
$1 \text{ g/cm}^3 = 1000 \text{ kg/m}^3$	
$1 \text{ g/cm}^3 = 1 \text{ kg/L}$	
Energy	
$1 \text{ J} = 1 \text{ N}\cdot\text{m} = 1 \text{ kg}\cdot\text{m}^2/\text{s}^2$	$1 \text{ lbf}\cdot\text{ft} = 1.355818 \text{ J}$ $= 1.28507 \times 10^2 \text{ Btu}$
$1 \text{ J} = 0.737562 \text{ lbf}\cdot\text{ft}$	$1 \text{ Btu (Int.)} = 1.055056 \text{ kJ}$ $= 778.1693 \text{ lbf}\cdot\text{ft}$
$1 \text{ cal (Int.)} = 4.1868 \text{ J}$	
$1 \text{ erg} = 1.0 \times 10^{-7} \text{ J}$	
$1 \text{ eV} = 1.60217733 \times 10^{-19} \text{ J}$	
Force	
$1 \text{ N} = 0.224809 \text{ lbf}$	$1 \text{ lbf} = 4.448222 \text{ N}$
$1 \text{ kp} = 9.80665 \text{ N (1 kgf)}$	
Gravitation	
$g = 9.80665 \text{ m/s}^2$	$g = 32.17405 \text{ ft/s}^2$
Heat capacity, specific entropy	
$1 \text{ kJ/kg}\cdot\text{K} = 0.238846 \text{ Btu/lbm}\cdot\text{R}$	$1 \text{ Btu/lbm}\cdot\text{R} = 4.1868 \text{ kJ/kg}\cdot\text{K}$
Heat flux (per unit area)	
$1 \text{ W/m}^2 = 0.316998 \text{ Btu/h}\cdot\text{ft}^2$	$1 \text{ Btu/h}\cdot\text{ft}^2 = 3.15459 \text{ W/m}^2$
Heat transfer coefficient	
$1 \text{ W/m}^2\cdot\text{K} = 0.17611 \text{ Btu/h}\cdot\text{ft}^2\cdot\text{R}$	$1 \text{ Btu/h}\cdot\text{ft}^2\cdot\text{R} = 5.67826 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$
Length	
$1 \text{ mm} = 0.001 \text{ m} = 0.1 \text{ cm}$	$1 \text{ ft} = 12 \text{ in.}$
$1 \text{ cm} = 0.01 \text{ m} = 10 \text{ mm} = 0.3937 \text{ in.}$	$1 \text{ in.} = 2.54 \text{ cm} = 0.0254 \text{ m}$
$1 \text{ m} = 3.28084 \text{ ft} = 39.37 \text{ in.}$	$1 \text{ ft} = 0.3048 \text{ m}$
$1 \text{ km} = 0.621371 \text{ mi}$	$1 \text{ mi} = 1.609344 \text{ km}$
$1 \text{ mi} = 1609.3 \text{ m (US statute)}$	$1 \text{ yd} = 0.9144 \text{ m}$

Lampiran A.2

TABLE (Continued) Conversion Factors	
Specific kinetic energy (V^2)	
$1 \text{ m}^2/\text{s}^2 = 0.001 \text{ kJ/kg}$	$1 \text{ ft}^2/\text{s}^2 = 3.9941 \times 10^{-4} \text{ Btu/lbm}$
$1 \text{ kJ/kg} = 1000 \text{ m}^2/\text{s}^2$	$1 \text{ Btu/lbm} = 25037 \text{ ft}^2/\text{s}^2$
Specific potential energy (Zg)	
$1 \text{ m-gal} = 9.80665 \times 10^{-3} \text{ kJ/kg}$	$1 \text{ ft-gal} = 1.0 \text{ lbf-ft/lbm}$
$= 4.21607 \times 10^{-3} \text{ Btu/lbm}$	$= 0.001285 \text{ Btu/lbm}$
	$= 0.002989 \text{ kJ/kg}$
Specific volume	
$1 \text{ cm}^3/\text{g} = 0.001 \text{ m}^3/\text{kg}$	
$1 \text{ cm}^3/\text{g} = 1 \text{ L/kg}$	
$1 \text{ m}^3/\text{kg} = 16.01846 \text{ ft}^3/\text{lbm}$	$1 \text{ ft}^3/\text{lbm} = 0.062428 \text{ m}^3/\text{kg}$
Temperature	
$1 \text{ K} = 1.8 \text{ }^\circ\text{C} = 1.8 \text{ R} = 1.8 \text{ F}$	$1 \text{ R} = (5/9) \text{ K}$
$\text{TC} = \text{TK} - 273.15$	$\text{TF} = \text{TR} - 459.67$
$= (\text{TF} - 32)/1.8$	$= 1.8 \text{ TC} + 32$
$\text{TK} = \text{TR}/1.8$	$\text{TR} = 1.8 \text{ TK}$
Universal Gas Constant	
$R = N_A k = 8.31451 \text{ kJ/kmol}\cdot\text{K}$	$R = 1.98589 \text{ Btu/lbmol}\cdot\text{R}$
$= 1.98589 \text{ kcal/kmol}\cdot\text{K}$	$= 1545.36 \text{ lbf-ft/lbmol}\cdot\text{R}$
$= 82.0578 \text{ atm}\cdot\text{L/kmol}\cdot\text{K}$	$= 0.73024 \text{ atm}\cdot\text{ft}^3/\text{lbmol}\cdot\text{R}$
	$= 10.7317 \text{ (lbDis.}^3\text{)}\cdot\text{ft}^3/\text{lbmol}\cdot\text{R}$
Velocity	
$1 \text{ m/s} = 3.6 \text{ km/h}$	$1 \text{ ft/s} = 0.681818 \text{ mi/h}$
$= 3.28084 \text{ ft/s}$	$= 0.3048 \text{ m/s}$
$= 2.23694 \text{ mi/h}$	$= 1.09728 \text{ km/h}$
$1 \text{ km/h} = 0.27778 \text{ m/s}$	$1 \text{ mi/h} = 1.46667 \text{ ft/s}$
$= 0.91134 \text{ ft/s}$	$= 0.44704 \text{ m/s}$
$= 0.62137 \text{ mi/h}$	$= 1.60934 \text{ km/h}$
Volume	
$1 \text{ m}^3 = 35.3147 \text{ ft}^3$	$1 \text{ ft}^3 = 2.831685 \times 10^{-2} \text{ m}^3$
$1 \text{ L} = 1 \text{ dm}^3 = 0.001 \text{ m}^3$	$1 \text{ in.}^3 = 1.6387 \times 10^{-4} \text{ m}^3$
$1 \text{ Gal (US)} = 3.785412 \text{ L}$	$1 \text{ Gal (UK)} = 4.546090 \text{ L}$
$= 3.785412 \times 10^{-3} \text{ m}^3$	$1 \text{ Gal (US)} = 231.00 \text{ in.}^3$

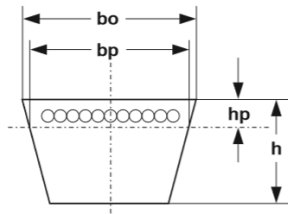
Lampiran A.3

Driven Machine	Driving unit / Motor					
	Max power \leq 300% of rated power			Max power $>$ 300% of rated power		
	AC motors, single-and three-phase with star-delta start. DC shunt-wound motors, Multiple cylinder internal combustion engines.			AC motors, single and three-phase, series wound, slip-ring motors with direct start. DC motors, series and compound wound. Single cylinder internal combustion engines.		
	Running time (hrs./day)			Running time (hrs./day)		
	3 ~ 5	8 ~ 12	16 ~ 24	3 ~ 5	8 ~ 12	16 ~ 24
<ul style="list-style-type: none"> ● Agitator for liquid ● Small centrifugal blower ● Fan up to 7.5 kW ● Light-duty conveyor 	1.0	1.1	1.2	1.1	1.2	1.3
<ul style="list-style-type: none"> ● Belt conveyor (for sand, grain, etc.) ● Dough mixer ● Fan over 7.5 kW ● Generator ● Machine tool ● Punching machine ● Pressing machine ● Shearing machine ● Printing machine ● Positive displacement rotary pump ● Vibrating and rotary screen 	1.1	1.2	1.3	1.2	1.3	1.4
<ul style="list-style-type: none"> ● Brick-making machinery ● Bucket elevator ● Piston compressor ● Screw conveyor ● Hammer mill ● Hollander ● Piston pump ● Positive displacement blower ● Crusher ● Woodworking machinery ● Textile machinery 	1.2	1.3	1.4	1.4	1.5	1.6
<ul style="list-style-type: none"> ● Gyralatory and jaw-roll crusher ● Mill (ball/rod) ● Hoist (heavy load) ● Rolling mill, calender etc, for the rubber and plastic industry 	1.3	1.4	1.5	1.5	1.6	1.8

Lampiran A.4

Section		M	A	B	C	D	E
Top belt width	b_o (mm)	10	13	17	22	32	40
Pitch width	b_p (mm)	8.0	9.2	12.5	16.9	24.6	28.7
Height of belt	h (mm)	6	9	11	14	19	25
Distance down to pitch line	h_p (mm)	2.7	4.5	5.5	7	9.5	12.7
Allowed minimum Pulley pitch diameter	d_p (mm)	40	67 (63)	118 (90)	180 (140)	300	450
Recommended maximum Belt speed	V (m/s)	30					

() : Figure of allowed minimum Pulley pitch diameter for Raw Edge Cogged type.



Lampiran A.5

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

Lampiran A.6

$\frac{D_r - d_r}{C}$	Sudut kontak puli kecil $\theta(^{\circ})$	Faktor koreksi K_s
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

Lampiran A.8

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

Dimension Series 63

Bearing Bore, d mm	Outside Dia. D mm	Max Fillet Radius in	Dimension Series 63													
			Width B mm	Self aligning Ball Bearing		Single Row Deep Groove Ball Bearing		Angular Contact Sleeper angle Ball Bearing		Cylindrical Roller Bearing		Spherical Roller Bearing				
				Co	C	Co	C	Co	C	Co	C	Co	C			
4	16	0,012	5													
5	19	0,012	6													
6																
7																
8																
9						845	1400									
10	35	0,024	11													
12	37	0,039	12	530	1630	1040	1680									
15	42	0,039	13	590	1650	1220	1960									
17	47	0,039	14	820	2170	1470	2240									
20	52	0,039	15	900	2150	1750	2750	1920	3000							
25	62	0,039	17	1350	3110	2390	3660	2870	4220	2870	5130	6000	6700			
30	72	0,039	19	1740	3700	3340	4850	3840	5370	3940	6760	8500	9500			
35	80	0,059	21	2210	4350	4020	5750	4620	6340	5370	8830	9900	10800			
40	90	0,059	23	2740	5110	5020	7040	5770	7740	6340	10300	12900	13700			
45	100	0,059	25	3580	6600	6730	9120	7730	10100	9030	14200	17300	17000			
50	110	0,079	27	3930	7510	8010	10700	8200	11800	11100	17000	18300	19300			

Sumber: Deutchman, 1975

Lampiran A.9

Spesifikasi alat pengiris cincau hitam :

Motor AC		<ul style="list-style-type: none">• 110/220 V• 1400 rpm• 0,25 HP
Pulley	1	Diameter = 2 in = 50,8 mm (driver)
	2	Diameter = 10 in = 254 mm (driven)
	3	Diameter = 3 in = 76,2 mm
	4	Diameter = 10 in = 254 mm
Belt	1	Tipe A39, panjang = 991 mm
	2	Tipe A42, panjang = 1067 mm
Poros		<ul style="list-style-type: none">• Tipe AISI 1045• Diameter = 30 mm• Panjang = 550 mm
Bantalan		<ul style="list-style-type: none">• Tipe UC 205
Pisau		<ul style="list-style-type: none">• Stainless Stell
Kerangka mesin		<ul style="list-style-type: none">• Besi siku ukuran 4x4 cm

BIODATA PENULIS



Penulis bernama lengkap Alvin Aprilian, dilahirkan dari keluarga sederhana di Surabaya, 10 April 1997, merupakan anak pertama dari tiga bersaudara pasangan Bapak Edi Mariono dan Ibu Ludjeng, Yang beralamat Medokan Semampir blok E nomer 12, Kecamatan Sukolilo, Surabaya. Pendidikan formal pertama adalah SDN SEMOLOWARU 1/261, SMPN 19 SURABAYA,

dan SMAN 16 SURABAYA, kemudian penulis lulus dan diterima di Jurusan Departemen Teknik Mesin Industri Kerjasama DISNAKERTRANSDUK Prov. Jawa Timur FV-ITS dengan Nomor Registrasi Pokok (NRP) 102116000100020.

Selama masa perkuliahan penulis pernah mengikuti beberapa kegiatan, ESQ Basic Training pada tahun 2016, Pembinaan FMD (Fisik, Mental, dan Disiplin) oleh Marinir di Puslatpur Purboyo pada tahun 2016, GERIGI (Generasi Integralistik) ITS pada tahun 2016.

BIODATA PENULIS



Penulis bernama lengkap Fino Abdhy Satrya, dilahirkan dari keluarga sederhana di Surabaya, 12 September 1997, merupakan anak kedua dari tiga bersaudara pasangan bapak Abdul Rofik dan ibu Lutianah. Alamat rumah di Wonocolo II/17, Kecamatan Taman, Sidoarjo. Penulis menempuh Pendidikan formal pertama di SD Muhammadiyah 4, kemudian lanjut di SMP Muhammadiyah 5 dan SMA Muhammadiyah 2.

kemudian penulis lulus dan diterima di Jurusan Departemen Teknik Mesin Industri Kerjasama DISNAKERTRANSDUK Prov. Jawa Timur FV-ITS dengan Nomor Registrasi Pokok (NRP) 102116000100023.

Selama masa perkuliahan penulis pernah mengikuti beberapa kegiatan, ESQ Basic Training pada tahun 2016, Pembinaan FMD (Fisik, Mental, dan Disiplin) oleh Marinir di Puslatpur Purboyo pada tahun 2016, GERIGI (Generasi Integralistik) ITS pada tahun 2016.