



TUGAS AKHIR - TM 145648

**RANCANG BANGUN MESIN PENGOLAH CANGKANG
TELUR MENJADI TEPUNG UNTUK BAHAN *WATER
SOLUBLE CALCIUM***

**LOLA FITRIANE
NRP. 2113 039 014**

**REDHIAN YOGA PUTRANTO
NRP. 2113 039 038**

**Dosen Pembimbing 1
Ir. BUDI LUWAR SANYOTO , MT**

**Dosen Pembimbing 2
Ir. JOKO SARSETIYANTO, MT**

**Instruktur Pembimbing
DIDIK SOFYAN, A.Md, ST, M.Psi**

**PROGAM STUDI DIPLOMA III
JURUSAN TEKNIK MESIN-DISNAKERTRANSDUK
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2016**



FINAL PROJECT - TM 145648

**BUILDING PLAN OF EGG SHELL INTO POWDER FOR
WATER SOLUBLE CALCIUM MACHINE**

**LOLA FITRIANE
NRP. 2113 039 014**

**REDHIAN YOGA PUTRANTO
NRP. 2113 039 038**

**Counsellor Lecturer 1
Ir. BUDI LUWAR SANYOTO, MT**

**Counsellor Lecturer 1
Ir. JOKO SARSETIYANTO, MT**

**Counsellor Instructor
DIDIK SOFYAN, A.Md, ST, M.Psi**

**DEPARTMENT OF D-III DISNAKERTRANSDUK MECHANICAL
ENGINEERING**

**Faculty of Technology
Institute of Technology Sepuluh Nopember
Surabaya 2016**

**RANCANG BANGUN MESIN PENGOLAH CANGKANG
TELUR MENJADI TEPUNG UNTUK BAHAN WATER
SALUBLE CALCIUM**

TUGAS AKHIR

**Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Persyaratan
Memperoleh Gelar Ahli Madya Teknik Mesin**

pada

Bidang Studi Elemen Mesin

Program Studi D-3 TEKNIK MESIN

DISNAKERTRANSDUK – ITS

Fakultas Teknologi Industri

Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh:

- 1. Lola Fitriane (2113039014)**
- 2. Redhian Yoga Putranto (2113039038)**

Disetujui oleh Pembimbing Tugas Akhir:

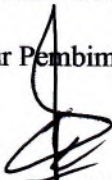
Pembimbing I



Ir. Budi Luwar Sanyoto, MT

NIP. 19621114 199003 1 002

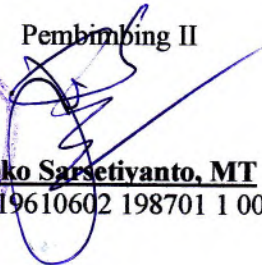
Instruktur Pembimbing



Didik Sofyan, A.Md, ST, M.Psi

NIP. 19660210 198602 1 004

Pembimbing II



Ir. Joko Sarsetiyanto, MT

NIP. 19610602 198701 1 001



**SURABAYA
September 2016**

RANCANG BANGUN MESIN PENGOLAH CANGKANG TELUR MENJADI TEPUNG UNTUK BAHAN WATER SOLUBLE CALCIUM

Nama : 1. Lola Fitriane
2. Redhian Yoga Putranto
NRP : 1. 2113 039 014
2. 2113 039 038
Jurusan : D3 Teknik Mesin FTI-ITS
Dosen Pembimbing 1 : Ir. Budi Luwar Sanyoto, MT
Dosen Pembimbing 2 : Ir. Joko Sarsetiyanti, MT
Instruktur Pembimbing : Didik Sofyan, A.Md, ST, M.Psi

Abstrak

Hingga saat ini, penanganan limbah di Indonesia belum dapat dikatakan baik. Beberapa jenis limbah sebenarnya memiliki manfaat yang luar biasa jika dikelola dengan baik. Salah satunya adalah limbah cangkang telur yang memiliki kandungan kalsium yang tinggi dan dapat dimanfaatkan untuk meningkatkan ketahanan tanaman terhadap penyakit, dan dapat membantu pertumbuhan tanaman.

Berdasarkan kondisi tersebut, maka dibuat sebuah alat pengolah limbah cangkang telur menjadi water-soluble calcium sebagai nutrisi tambahan untuk tanaman. Cara pengoperasiannya adalah dengan cara memasukkan cangkang telur ke penggiling, lalu masuk ke wadah penampung untuk dipanaskan sambil diaduk untuk menghilangkan membrannya. Setelah itu cangkang telur dikeluarkan.

Dari perencanaan dan perhitungan, dibutuhkan motor DC 0,75 HP untuk menggerakkan penggiling, motor DC 24 volt untuk mengaduk, dan heater dengan daya 300 watt untuk menghasilkan panas sebesar 100°C. Setelah dilakukan uji coba, didapatkan water Soluble Calcium yang baik dengan butiran yang halus, bersih dari membran, serta waktu produksi yang efisien.

Kata Kunci: *Water Soluble Calcium, penggiling, cangkang telur*

BUILDING PLAN OF EGG SHELL INTO POWDER FOR WATER SOLUBLE CALCIUM MACHINE

Name :1. Lola Fitriane
2. Redhian Yoga Putranto
NRP :1. 2113 039 014
2. 2113 039 038
Departement : D3 Teknik Mesin FTI-ITS
Counsellor 1 : Ir. Budi Luwar Sanyoto, M.T
Counsellor 2 : Ir. Joko Sarsetiyanti, M.T
Counsellor Instructor : Didik Sofyan, A.Md, ST, M.Psi

Abstract

Now a day, waste processing in Indonesia isn't well established with this many residents. Few type of waste actually have values if it is well-manage. One of them is egg shell which is have plenty of calcium. It is possible to be extracted and used for increasing the life span and growth rate of a plants.

According to this condition, an equipment for processing egg shell waste into a water soluble calcium is made for plant nutrient enhancement. Inserting the egg shell into the grinder, and pour it into a container while being heated and stirred so the membrane can be removed, after that the egg shell is taken out is how the machine operate.

From the planning and calculating, it's need an AC motor with 0.75 HP to run the grinder, 24 Volt of DC motor for stirring, and a 300 Watt heater for producing a 100°C heat. After being experimented, water soluble calcium is well made with smooth grain, membrane-free and work efficiency

Key words : *Water Soluble Calcium, grinder, eggshell.*

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL	i
LEMBAR PENGESAHAN	iii
ABSTRAK	iv
KATA PENGANTAR	vi
DAFTAR ISI	viii
DAFTAR GAMBAR	xii
DAFTAR TABEL	xiii
BAB 1 PENDAHULUAN	1
1.1 Latar Belakang.....	1
1.2 Perumusan Masalah.....	2
1.3 Tujuan.....	2
1.4 Sistematika Penulisan.....	2
1.5 Manfaat.....	3
1.6 Batasan Masalah.....	4
BAB II DASAR TEORI	5
2.1 Water Soluber Calcium.....	5
2.2 Perencanaan Pin Penghancur.....	6
2.2.1 Analisa Gaya pada Pin Penghancur.....	6
2.2.2 Analisa Torsi.....	6
2.3 Daya Perencanaan.....	6
2.4 Perencanaan Belt dan Pulley.....	8
2.4.1 Pemilihan Type <i>Belt</i>	8
2.4.2 Menghitung Diameter <i>Pulley</i> yang Digerakkan.....	8
2.4.3 Kecepatan Keliling Belt.....	9

2.4.4	Gaya Keliling <i>Belt</i>	9
2.4.5	Panjang <i>Belt</i> (L)	10
2.4.6	Sudut Kontak pada <i>Pulley</i>	10
2.4.7	Gaya Efektif pada <i>Belt</i>	11
2.4.8	Perhitungan Tegangan untuk Memindahkan Beban	12
2.4.9	Jumlah <i>Belt</i> yang Dibutuhkan	12
2.4.10	Tegangan Maksimum pada <i>Belt</i>	12
2.4.11	Jumlah Putaran <i>Belt</i> Per Detik	13
2.4.12	Umur <i>Belt</i>	13
2.5	Perencanaan Poros.....	13
2.5.1	Poros	13
2.5.2	Hal-hal Penting dalam Perencanaan Poros	14
2.5.3	Bidang Horizontal dan Vertikal	15
2.5.4	Diameter dan Bahan Poros.....	16
2.6	Perencanaan Pasak.....	16
2.6.1	Klasifikasi Pasak	16
2.6.2	Tinjauan Terhadap Geser.....	17
2.6.3	Tinjauan Terhadap Kompresi.....	18
2.7	Perencanaan Bantalan.....	19
2.7.1	Klasifikasi Bantalan	20
2.7.2	Menghitung Gaya Radial pada Bantalan	21
2.7.3	Menghitung Beban Ekuivalen	22
2.7.4	Menghitung Umur Bantalan	22

BAB III METODOLOGI.....	25
3.1 Diagram Alir (<i>Flow Chart</i>) Proses Pembuatan Mesin Pengolah Cangkang Telur menjadi Tepung untuk Bahan <i>Water Soluble Calcium</i>	25
3.2 Tahapan Proses Pembuatan Mesin Pengolah Cangkang Telur untuk dijadikan Tepung untuk Bahan <i>Water Soluble Calcium</i>	26
3.3 Cara Kerja Mesin Pengolah Limbag Cangkang Telur	27
BAB IV PERENCANAAN DAN PERHITUNGAN	31
4.1 Perencanaan Susunan Penghancur.....	31
4.2 Analisa Gaya yang Terjadi pada Pin	31
4.2.1 Perhitungan Torsi Total.....	33
4.2.2 Perhitungan Gaya-gaya Pada Tiap Pin	34
4.2.3 Resultan Gaya yang Terjadi Pada Pin-Pin Penghancur	35
4.3 Analisa Daya	36
4.4 Perencanaan <i>Belt</i> dan <i>Pulley</i>	37
4.4.1 Pemilihan Tipe <i>Belt</i>	37
4.4.2 Perhitungan Diameter <i>Pulley</i> yang Digerakkan	38
4.4.3 Perhitungan Kecepatan Keliling <i>Pulley</i>	38
4.4.4 Perhitungan Gaya Keliling <i>Belt</i>	39
4.4.5 Perhitungan Panjang <i>Belt</i> (L).....	39
4.4.6 Perhitungan Sudut Kontak	40
4.4.7 Perhitungan Gaya Efektif pada <i>Belt</i>	41
4.4.8 Perhitungan Tegangan untuk Memindahkan Beban	42
4.4.9 Jumlah <i>Belt</i> yang Dibutuhkan	43
4.4.10 Perhitungan Tegangan Maksimum pada <i>Belt</i>	44

4.4.11	Jumlah Putaran <i>Belt</i> Per Detik	45
4.4.12	Perhitungan Umur <i>Belt</i>	45
4.5	Analisa Perhitungan Poros.....	46
4.5.1	Mencari Besarnya Momen Torsi.....	46
4.5.2	Diagram Beban Poros	46
4.5.3	Menghitung Beban Poros Arah Horizontal dan Vertikal ..	48
4.5.4	Menghitung Diameter Poros	59
4.6	Analisa Perhitungan Pasak	60
4.6.1	Gaya yang Terjadi pada Pasak	60
4.6.2	Tinjauan Terhadap Tegangan Kompresi	61
4.6.3	Tinjauan Terhadap Tegangan Geser	62
4.7	Analisa Perhitungan Bearing	62
4.7.1	Bantalan A.....	63
4.7.2	Bantalan B.....	64
BAB V	PENUTUP	67
5.1	Kesimpulan.....	67
5.2	Saran	67
DAFTAR PUSTAKA		
LAMPIRAN		

DAFTAR TABEL

Tabel 4.1	Tabel hasil percobaan Gaya Mekanis Pengolah Cangkang Telur.....	30
Tabel 4.2	Tabel hasil percobaan Gaya Beban Pengolah Cangkang Telur.....	31

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1	Transmisi Belt dan Pulley	6
Gambar 2.2	Sudut Kontak antara Pulley dan Belt	8
Gambar 2.3	Macam-macam Pasak.....	15
Gambar 2.4	Gaya yang terjadi pada Pasak	16
Gambar 2.5	Bantalan	18
Gambar 2.6	Tipe Bantalan Gelinding	20
Gambar 3.1	Flow Chat.....	23
Gambar 4.1	Susunan Pin Penghancur.....	29
Gambar 4.2	Percobaan untuk Mengetahui Gaya Mekanik	30
Gambar 4.3	Percobaan untuk Mengetahui Gaya Beban	31
Gambar 4.4	Prinsip Kerja Pin Penghancur	32
Gambar 4.5	Uraian Gaya yang Terjadi Pada Pin-Pin Penghancur.....	34
Gambar 4.6	Kecepatan Keliling Pulley.....	36
Gambar 4.7	Sudut Kontak pada Pulley dan Belt.....	38
Gambar 4.8	Free Body Diagram.....	45
Gambar 4.9	Tinjauan Arah Horizontal pada Poros.....	46
Gambar 4.10	Potongan I-I Tinjauan Horizontal	47
Gambar 4.11	Potongan II-II Tinjauan Horizontal.....	48
Gambar 4.12	Potongan III-III Tinjauan Horizontal	49
Gambar 4.13	Diagram Momen Bending Arah Horizontal.....	50
Gambar 4.14	Tinjauan Arah Vertikal pada Poros.....	51
Gambar 4.15	Potongan I-I Tinjauan Vertikal	52
Gambar 4.16	Potongan II-II Tinjauan Vertikal.....	53
Gambar 4.17	Potongan III-III Tinjauan Vertikal	54
Gambar 4.18	Diagram Momen Bending Arah Vertikal.....	56
Gambar 4.19	Gaya yang Terjadi pada Pasak	58
Gambar 4.20	Gaya Kompresi pada Pasak.....	59
Gambar 4.21	Gaya Geser pada Pasak	60

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Konsumsi telur di Indonesia meningkat dari tahun ke tahun sehingga produksi telur juga mengalami peningkatan. Menurut data yang kami dapat dari Kementerian Pertanian RI terjadi peningkatan produksi telur ayam ras petelur di provinsi Jawa Timur. Telur-telur tersebut digunakan untuk keperluan pabrik roti dan mie, rumah tangga, usaha kue, serta pedagang kaki lima yang menjajakan makanan yang berbahan telur misalnya martabak dan tahu telur. Produksi telur ayam ras petelur yang semakin meningkat ini menimbulkan semakin banyaknya limbah cangkang telur yang dihasilkan.

Kandungan gizi kulit telur sendiri tak kalah tinggi dari telurnya, saat ini belum mendapat perhatian. Para pakar kimiawi telah melakukan uji coba terhadap cangkang telur, sehingga kandungan dari cangkang telur telah terbukti.

Kulit telur kering mengandung sekitar 95% kalsium karbonat dengan berat 5,5 gram. Selain itu, rerata dari kulit telur mengandung 3% fosfor dan 3% terdiri atas magnesium, natrium, kalium, seng, mangan, besi, dan tembaga (*Butcher dan Miles, 1990*).

Pertumbuhan tanaman memerlukan nutrisi seperti nitrogen, kalium, kalsium, fosfor dan unsur hara lainnya, oleh karena itu pemberian pupuk baik pupuk organik maupun pupuk kimia sangat dibutuhkan oleh tanaman guna sebagai pertumbuhannya. Namun untuk saat ini bagi para petani ataupun penjual tanaman banyak yang lebih memilih menggunakan pupuk kimia daripada pupuk organik.

Oleh karena itu, dirancang mesin pengolah limbah cangkang telur menjadi tepung untuk bahan *water soluble calcium* yang berguna untuk sebagai solusi pupuk organik untuk tanaman. Mesin ini menggunakan pin-pin sebagai penghancur cangkang dan heater sebagai penering

cangkang telur. Luaran dari mesin ini berupa tepung dari cangkang telur untuk bahan pembuatan *water soluble calcium* yang berguna sebagai pupuk organik bagi tanaman.

1.2 Perumusan Masalah

Permasalahan yang akan dibahas dalam Tugas Akhir ini adalah sebagai berikut:

1. Bagaimana mendesain mesin pengolah limbah cangkang telur menjadi tepung untuk bahan pembuatan *water soluble calcium*?
2. Bagaimana melakukan perhitungan dalam mendesain mesin pengolah limbah cangkang telur menjadi tepung untuk bahan *water soluble calcium*?

1.3 Tujuan

Adapun tujuan yang ingin diperoleh penulis dalam melakukan penelitian ini adalah sebagai berikut:

1. Menghasilkan desain mesin pengolah limbah cangkang telur menjadi tepung untuk bahan *water soluble calcium*
2. Menentukan dimensi dalam merancang mesin pengolah limbah cangkang telur menjadi tepung untuk bahan *water soluble calcium*

Perancangan pada mekanisme pengolah cangkang telur meliputi :

1. Berapa gaya yang diperlukan untuk meremukkan cangkang hingga menjadi tepung.
2. Tipe belt yang paling sesuai.
3. Berapa diameter poros yang aman digunakan.
4. Berapa daya motor yang diperlukan.

1.4 Sistematika Penulisan

Penyusunan Tugas Akhir ini terbagi dalam lima bab yang secara garis besar dapat dijelaskan sebagai berikut :

Bab I. PENDAHULUAN

Pada bab ini membahas bagaimana tinjauan umum tentang latar belakang masalah, tujuan, batasan masalah dan sistematika penulisan laporan tugas akhir.

Bab II. DASAR TEORI

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

Bab III. METODOLOGI

Pada bab ini akan dibahas mengenai metodologi perencanaan pembuatan alat, diagram alir pembuatan alat dan proses mekanisme kerja alat.

Bab IV. HASIL DAN PEMBAHASAN

Pada bab ini dijelaskan mengenai tentang pengujian elemen mesin yang didapat setelah perencanaan dan perhitungan elemen mesin.

Bab V. KESIMPULAN DAN SARAN

Memuat kesimpulan berdasarkan tujuan Tugas Akhir dan rumusan masalah yang dibuat.

DAFTAR PUSTAKA

LAMPIRAN

1.5 Manfaat

Manfaat yang didapat dari Tugas Akhir ini adalah sebagai berikut:

1. Sebagai solusi pupuk organik dalam proses produksi tanaman bagi petani di wilayah Indonesia

2. Sebagai pengaplikasian Ilmu yang didapat dibangku perkuliahan

1.6 Batasan Masalah

Agar pembahasan dalam tugas akhir ini lebih terarah dan tidak melebar ke permasalahan lain maka diperlukan adanya batasan-batasan masalah, diantaranya sebagai berikut:

1. Tidak membahas mengenai metode Analisa Mekanika Fluida pada proses pengadukan
2. Penentuan kapasitas cangkang telur didapatkan berdasarkan percobaan yang dilakukan pada mesin pengolah limbah cangkang telur menjadi tepung untuk bahan *water soluble calcium*
3. Getaran yang terjadi pada mesin diabaikan
4. Tidak membahas mengenai rangkaian kelistrikan.
5. Tidak membahas mengenai perpindahan panas.
6. Kekuatan sambungan las pada rangka diasumsikan aman untuk pemakaian.
7. Jumlah pin dibatasi sejumlah 6 pin dan sudah tetap.

BAB II

DASAR TEORI

2.1 Water Soluber Calcium

Menurut Hansenstein dan Evans (1998), Merschner (1995), Hodges (2010) dalam Chang (2013), *water-soluble calcium* (WCA) adalah salah satu sumber kalsium yang dapat dibuat dari bahan-bahan rumah tangga, seperti cangkang telur dan cuka. Ketika digunakan sebagai penyemprot daun, WCA menyediakan kalsium bagi tumbuhan untuk pertumbuhan sel secara normal, pertumbuhan akar, dan pertumbuhan buah. WCA dapat digunakan saat tahap reproduksi dalam siklus pertumbuhan tumbuhan.

Tahap-tahap pembuatan WCA adalah sebagai berikut (Chang, 2013).

1. Mengumpulkan cangkang telur.
2. Membuang membran dalam dari bagian dalam cangkang.
3. Memanggang cangkang pada wajan dengan panas rendah selama 45 menit untuk menghilangkan zat organik yang akan membusukkan dan mengontaminasi WCA.
4. Mengeringkan cangkang hingga berwarna kecoklatan, namun tidak sampai hangus.
5. Memasukkan cangkang yang telah dipanggang pada wadah kaca hingga 2/3 bagian penuh dengan cuka beras coklat dengan rasio berat 1:10. Fragmen cangkang akan mengapung diantara cuka, mengeluarkan gelembung karbon dioksida.
6. Menutup wadah dengan penutup yang memiliki rongga udara, seperti kain atau kertas yang diikat dengan karet gelang untuk menjaga dari gangguan hama. Menyimpan wadah di tempat gelap dalam keadaan sejuk selama 7-10 hari.
7. Setelah waktu tersebut, melakukan pengecekan terhadap keberadaan gelembung-gelembung pada wadah. Jika gelembung tidak ada, dilanjutkan ke langkah 8. Jika

gelembung masih ada, tambahkan cangkang yang terpengang dan menyimpannya selama 1-2 hari. Mengulangi langkah sampai larutan tidak memproduksi gelembung.

8. Menyaring larutan cangkang-dan-cuka pada wadah untuk menghilangkan cangkang.
9. Menyimpan larutan WCA pada suhu ruangan dan menjauhkan dari sinar matahari langsung.

2.2 Perencanaan Pin Penghancur

2.2.1 Analisa Gaya pada Pin Penghancur

Sebelum pembuatan mesin dilakukan percobaan awal mengetahui besarnya gaya peremuk cangkang telur.

Setelah didapatkan gaya penghancur terbesar, maka dapat dihitung Torsi dengan menganalisa proses penghancuran cangkang telur. Gaya-gaya pada pin penghancur dapat diuraikan sebagai berikut :

$$T_{tot} = 3(F_1 \cdot R_1) + 3(F_2 \cdot R_2)$$

Dimana:

T_{tot} : Torsi total, Nm

F_1 : Gaya penghancur pada pin pertama, N

R_1 : Jari-jari pin pertama, m

F_2 : Gaya penghancur pada pin kedua, N

R_2 : Jari-jari pin kedua, m

2.2.2 Analisa Torsi

Besarnya torsi total pada mesin penghancur cangkang telur didapat:

$$T_{tot} = T_{beban} + T_{mekanis}$$

$$T_{tot} = (F_{beb} \times r) + (F_{mek} \times r)$$

2.3 Daya Perencanaan

Supaya hasil perencanaan aman, maka besarnya daya dan momen untuk perencanaan dinaikkan sedikit dari daya yang ditransmisikan (P), yang disebut dengan daya perencanaan atau daya desain (Pd) yang dapat dinyatakan dengan persamaan :

$$P_d = f_c \cdot P$$

(Sularso, 1997 : 7)

Dimana :

P_d = Daya Perencanaan

f_c = **Faktor koreksi**

P = Daya yang ditransmisikan

Hubungan antara daya dan torsi dapat dilihat pada rumus – rumus dibawah ini :

1. Torsi satuannya kg.cm dan Daya satuannya HP
(dobrovolsky, 1985 : 401)

$$T = 71.6200 \frac{P}{n}$$

Dimana :

T = Torsi kg.cm

N = daya HP

n = putaran poros, rpm

2. Torsi satuannya kgf.mm dan Daya satuannya kW
(Sularso, 2000 : 7)

$$T = 9,74.10^5 \frac{P}{n}$$

Dimana :

T = Torsi , kg.mm

Pd = Daya, kW

3. Torsi satuannya lbf.in dan Daya satuannya HP (Collins Jack A, 2003 : 180)

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

Dimana :

T = Torsi, lbf.in

N = Daya, HP

4. Torsi satuannya N.m dan Daya satuannya HP
(Deutschman, 1983 : 334)

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

Dimana :

T = Torsi , N.m

N = Daya, HP

2.4 Perencanaan Belt dan Pulley

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

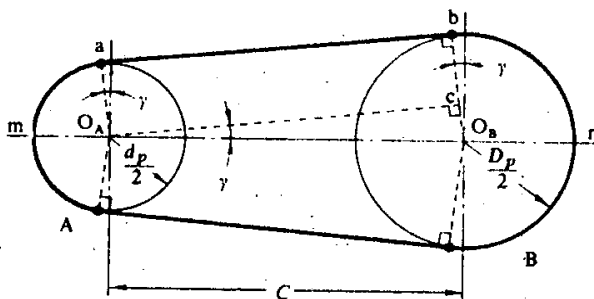
2.4.1 Pemilihan Type *Belt*

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

Belt yang digunakan dalam mesin kami adalah *belt* jenis *V-Belt*. Sebagian besar transmisi yang menggunakan *belt* menggunakan *V-Belt* dikarenakan mudah penanganannya, mudah dijumpai di toko-toko, dan harganya juga relative murah.

2.4.2 Menghitung Diameter *Pulley* yang Digerakkan

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



Gambar 2.1 Transmisi Belt dan Pulley

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

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

Dimana

i = Perbandingan reduksi

n_1 = Putaran *pulley* penggerak (*rpm*)

n_2 = Putaran *pulley* yang digerakkan (*rpm*)

D_p = Diameter *pulley* yang digerakkan (*mm*)

d_p = Diameter *pulley* penggerak (*mm*)

2.4.3 Kecepatan Keliling Belt

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

$$v_1 = \frac{\pi \times d_1 \times n_1}{60 \times 1000}$$

Dimana :

v_b = kecepatan keliling *pulley* (m/s)

2.4.4 Gaya Keliling Belt

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

Dimana :

β = Faktor beban lebih (1,5-2)

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

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

2.4.5 Panjang Belt (L)

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

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

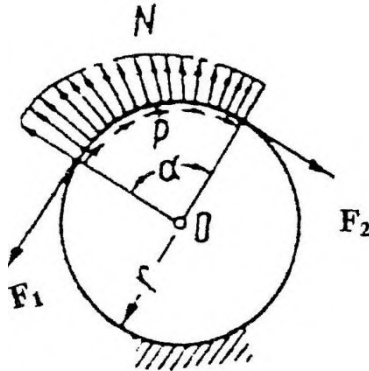
Dimana :

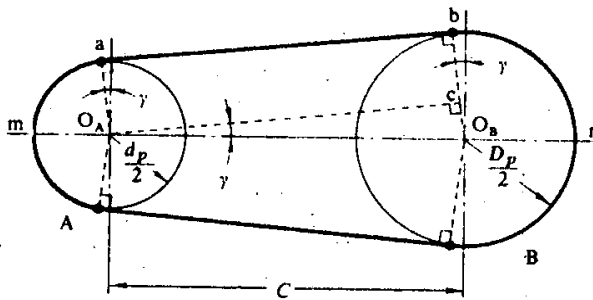
L = panjang *belt* (mm)

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

2.4.6 Sudut Kontak pada *Pulley*

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





Gambar 2.2 Sudut kontak antara pulley dan belt
(Sularso, Kiyokatsu Suga; 1991.Hal 168)

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

Dimana :

α = Sudut kontak ($^\circ$)

d_1 = Diameter pulley pada motor (mm)

d_2 = Diameter pulley pada penggiling (mm)

C = Jarak sumbu poros pulley perencanaan (mm)

2.4.7 Gaya Efektif pada Belt

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

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

$$F_e = F_1 - F_2$$

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

Dimana :

F_1 = Gaya pada belt yang kencang (kgf)

F_2 = Gaya pada belt yang kendur (kgf)

2.4.8 Perhitungan Tegangan untuk Memindahkan Beban

Untuk menghitung besarnya tegangan untuk mentransmisikan daya tersebut menggunakan persamaan:

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

Dimana :

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

- C_v = Didapatkan dari tabel (*lampiran 7*)
- C_α = Didapatkan dari tabel (*lampiran 7*)

2.4.9 Jumlah Belt yang Dibutuhkan

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

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

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

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

$$\frac{A'}{A}$$

2.4.10 Tegangan Maksimum pada Belt

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

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

Dimana :

- σ_{max} = Tegangan yang timbul pada *belt* (kgf/cm^2)
- σ_0 = Tegangan awal pada *belt* (kgf/cm^2)
- γ = Berat jenis (kgf/dm^3)
- Eb = Modulus elastisitas bahan *belt* (kgf/cm^3)
- h = Tebal *belt* (cm)

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

2.4.11 Jumlah Putaran *Belt* Per Detik

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

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

Dimana :

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

L = Panjang *belt* (m)

2.4.12 Umur *Belt*

Umur *belt* dapat diketahui menggunakan rumus :

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

Dimana :

H = Umur *belt* (jam)

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

U = Jumlah putaran *belt* per second (s⁻¹)

Z = Jumlah *pulley*

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

2.5 Perencanaan Poros

2.5.1 Poros

Poros merupakan salah satu bagian elemen mesin yang penting karena mayoritas setiap mesin menggunakan poros. Poros berfungsi untuk menerima atau mentransmisikan daya, disertai dengan putaran.

Menurut jenis pembebanannya poros dapat diklasifikasikan sebagai berikut :

- Poros Transmisi (*Line Shaft*)

Poros ini dapat mendapat beban puntir dan lentur.

Daya ditransmisikan kepada poros ini melalui :
kopleng, *pulley*, roda gigi, *belt* atau sproket rantai dan

sebagainya.

- Spindle.

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

- Gandar (*Axle*)

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

2.5.2 Hal-hal Penting dalam Perencanaan Poros

Fungsi poros sangat penting, sehingga diperlukan perencanaan yang tepat agar tidak terjadi resiko dan kesalahan pemesinan. Dalam merencanakan poros, hal-hal berikut ini perlu diperhatikan :

- 1) Kekuatan poros

Suatu poros transmisi dapat mengalami beban puntir atau lentur atau gabungan antara puntir dan lentur. Selain itu ada poros yang mendapatkan beban tarik atau tekan seperti poros pada baling-baling kapal atau turbin, dan lain-lain.

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

- 2) Kekakuan poros

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

diperhatikan dan disesuaikan dengan jenis mesin yang akan dilayani poros tersebut.

3) Putaran kritis.

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

4) Korosi

Bahan-bahan anti korosi harus dipilih untuk propeller, pompa jika terjadi kontak dengan media yang korosif. Demikian pula untuk poros yang terjadi kavitasi pada poros mesin yang berhenti lama.

5) Bahan poros

Secara umum untuk poros dengan diameter 1 inchi digunakan bahan yang terbuat dengan pekerjaan dingin, baja karbon. Jika yang dibutuhkan untuk menahan beban kejut, kekerasan dan tegangan yang besar maka perlu dipakai bahan paduan, yang dapat dilihat pada tabel bahan misalnya ASME 1347,3140,4150,5145 dan sebagainya yang biasanya disebut bahan komersial. Bila diperlukan pengerasan permukaan, maka perlu dipakai bahan dengan baja carburising (misalnya ASME 1020, 1117, 2315, 4320, 8620 dan lain- lain).

2.5.3 Bidang Horizontal dan Vertikal

Gaya yang bekerja untuk setiap titik poros dan jarak antara titik satu dengan titik yang lain ditentukan dengan menggunakan persamaan. Dengan cara tersebut maka diperoleh momen bending dan gaya yang bekerja pada poros untuk bidang horizontal dan vertikal. Setelah menghitung gaya dan momen bending yang terjadi maka dibuat bidang lintang (gaya) untuk mengetahui kebenaran perhitungan diatas dan juga memberikan kemudahan dalam membuat diagram bidang momen.

2.5.4 Diameter dan Bahan Poros

Sebelum melakukan perhitungan diameter terlebih dahulu menentukan jenis bahan yang akan digunakan sebagai poros. Karena hal ini akan berpengaruh dengan nilai titik luluh suatu material. Setelah bahan ditentukan maka dapat menghitung diameter poros dengan menggunakan rumus :

$$d \geq \sqrt[6]{\frac{(16^2 \times M_r^2) + (16^2 \times M_t^2)}{\pi^2 \left(\frac{k_s \times S_{yp}}{sf}\right)^2}}$$

Dengan :

$$M_t = 71620 \frac{P}{n} \text{ kg.cm}$$

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

$$sf = \text{Faktor kamanan}$$

2.6 Perencanaan Pasak

2.6.1 Klasifikasi Pasak

Menurut bentuk dasarnya pasak dapat dibedakan menjadi:

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

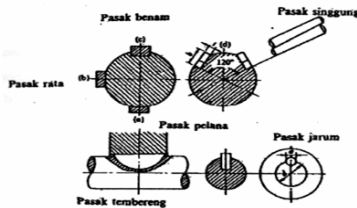
Menurut arah gaya yang terjadi pasak digolongkan menjadi :

1. Pasak memanjang

Pasak yang menerima gaya sepanjang penampang pasak secara merata. Pasak ini digolongkan menjadi pasak baji, pasak kepala, pasak benam dan pasak tembereng.

2. Pasak melintang (pen)

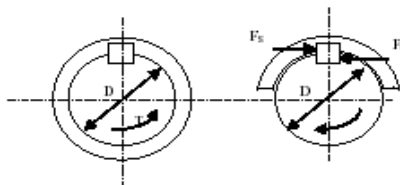
Pasak yang menerima gaya melintang pada penampang pen. Pen ini dibagi dua yaitu pen berbentuk pipih dan pen berbentuk silindris.



Gambar 2.3 *Macam-macam pasak*

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

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



Gambar 2.4 *Gaya yang terjadi pada pasak*

Keterangan :

- h = Tinggi pasak (mm)
- b = Lebar pasak (mm)
- L = Panjang pasak (mm)
- F_s = Gaya geser (kgf/mm^2)
- F_c = Gaya Kompresi (kgf/mm^2)

2.6.2 Tinjauan Terhadap Geser

Besarnya gaya F adalah :

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

Dimana :

F = Gaya pada pasak (kgf)

D_p = Diameter poros (mm)

T = Torsi yang ditransmisikan (kgf.mm)

Pada pasak gaya F akan menimbulkan tegangan geser :

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

Dimana :

τ_s = Tegangan geser (kg/mm²)

W = Lebar pasak (mm)

L = Panjang pasak (mm)

D_p = Diameter poros (mm)

T = Torsi (kg.mm)

Panjang pasak pada tegangan geser :

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

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

Dimana :

W = Sisi pasak (mm)

D_p = Diameter poros (mm)

T₁ = Torsi (kg.mm)

f_k = Faktor keamanan

2.6.1 Tinjauan Terhadap Kompresi

Pada pasak akan menimbulkan tegangan kompresi :

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

Dimana :

- σ_c = Tegangan kompresi (kg/mm²)
 W = Lebar pasak (mm)
 L = Panjang pasak (mm)
 D_p = Diameter poros (mm)
 T_1 = Torsi (kg.mm)

Panjang pasak pada tegangan kompresi :

$$\frac{4.T_1}{W.L.D_p} \leq \frac{S_{syp}}{f_k}$$

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

Dimana :

- W = Sisi pasak (mm)
 D_p = Diameter poros (mm)
 T_1 = Torsi (kg.mm)
 f_k = Faktor keamanan

2.7 Perencanaan Bantalan

Bantalan (*Bearing*) adalah elemen mesin yang menumpu poros berbeban sehingga putaran atau gerakan bolak-baliknya dapat berlangsung secara halus, aman dan berumur panjang. Bantalan harus cukup kokoh untuk memungkinkan poros serta elemen mesin lainnya bekerja dengan baik jika bantalan tidak berfungsi dengan baik maka proses seluruh sistem akan menurun atau tak dapat bekerja secara semestinya



Gambar 2.5 Bantalan

2.7.1 Klasifikasi Bantalan

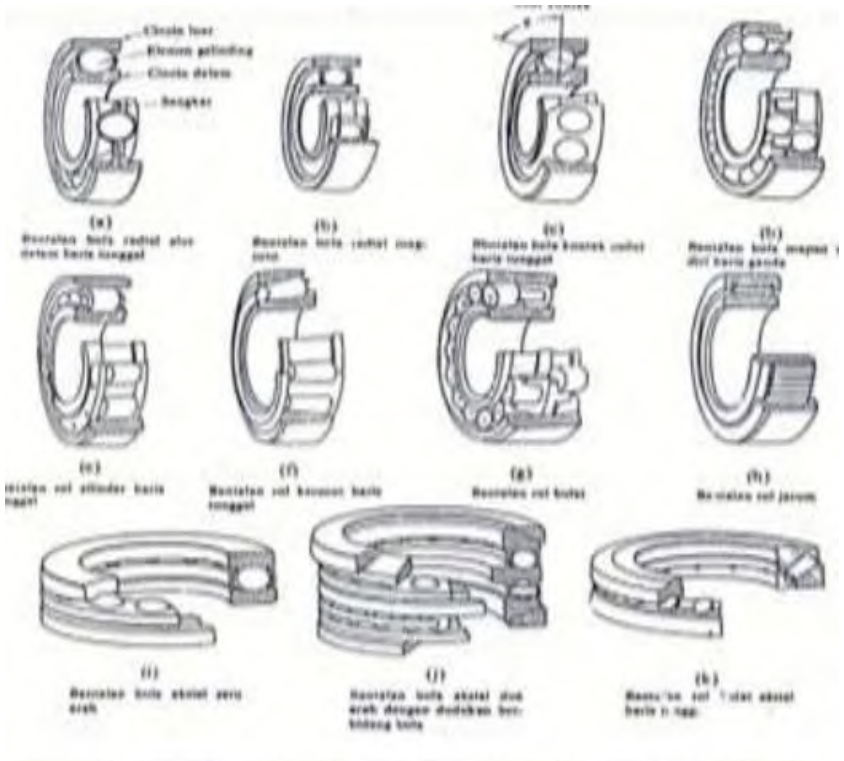
a. Bantalan luncur

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

b. Bantalan gelinding

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



Gambar 2.6 Tipe bantalan gelinding

2.7.2 Menghitung Gaya Radial pada Bantalan

Gaya radial bantalan dapat dihitung dengan menggunakan rumus :

$$Fr = \sqrt{(F_h)^2 + (F_v)^2}$$

2.7.3 Menghitung Beban Ekuivalen

Sesuai dengan definisi dari AFBMA yang dimaksud dengan

Beban equivalent adalah beban radial yang konstan dan bekerja pada bantalan dengan ring dalam berputar sedangkan ring luar tetap. Ini akan memberikan umur yang sama seperti pada bantalan bekerja dengan kondisi nyata untuk beban dan putaran yang sama.

Untuk menghitung beban equivalent pada bantalan dapat menggunakan rumus :

$$P = X \cdot V \cdot F_R + Y F$$

Dimana :

P = Beban ekvivalen (lb)

F_R = Beban radial (lb)

F_a = Beban aksial (lb)

V = Faktor putaran konstanta
 = 1,0 untuk ring dalam berputar
 = 1,2 untuk ring luar berputar

X = Konstanta radial dari tabel

Y = Konstanta aksial dari tabel yang sama

2.7.4 Menghitung Umur Bantalan

Dalam memilih bantalan gelinding umur bantalan sangat perlu diperhatikan. Ada beberapa definisi mengenai umur bantalan, yaitu :

1. Umur (*Life*)

Didefinisikan sebagai jumlah perputaran yang dapat dicapai dari bantalan sebelum mengalami kerusakan atau kegagalan yang pertama pada masing-masing elemennya seperti ring atau bola atau roll.

2. Umur Berdasarkan Kepercayaan (*Rating Life*)

Didefinisikan sebagai umur yang dicapai berdasarkan kepercayaan (*reliability*) 90% berarti dianggap 10% kegagalan

dari jumlah perputaran. Umur ini disimbolkan dengan L_{10} dalam jumlah perputaran atau L_{10h} dengan satuan jam dengan anggapan putarannya konstan.

3. Basis Kemampuan Menerima Beban (*Basic Load Rating*)

Disebut juga dengan *basic load rating* (beban dinamik) diartikan sebagai beban yang mampu diterima dalam keadaan dinamis berputar dengan jumlah putaran konstan 10 putaran dengan ring luar tetap dan ring dalam yang berputar.

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

Didefinisikan sebagai jumlah beban radial yang mempunyai hubungan dengan defleksi total yang terjadi secara permanen pada elemen-elemen bantalannya, yang diberikan bidang tekanan, disimbolkan dengan C .

Umur dari bantalan dapat dihitung dengan persamaan :

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

Dimana :

L_{10} = umur bantalan (jam kerja)

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

P = beban equivalent (lb)

b = 3, untuk bantalan dengan bola
= 10/3 bila bantalan adalah Bantalan Rol

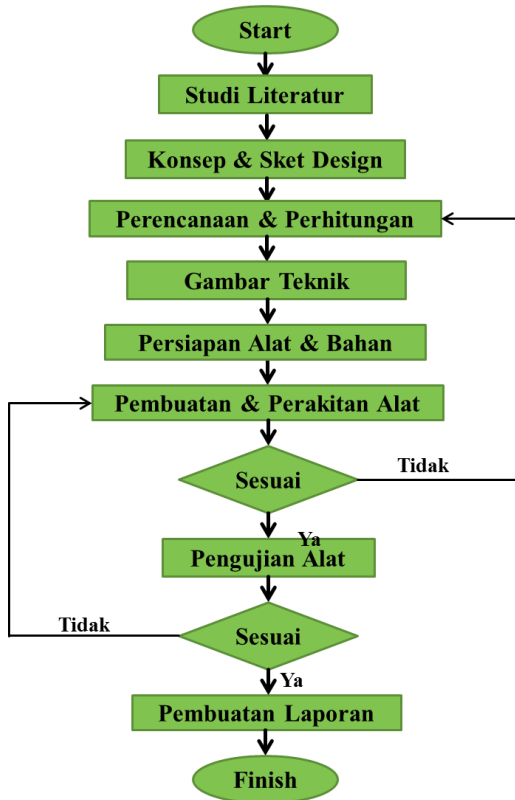
n_p = putaran poros (rpm)

(halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB III METODOLOGI

Pada bab ini akan dibahas secara detail mengenai perencanaan dan pembuatan alat, secara keseluruhan proses pembuatan dan penyelesaian Tugas Akhir.

3.1 Diagram Alir (*Flow Chart*) Proses Pembuatan Mesin Pengolah Cangkang Telur menjadi Tepung untuk Bahan *Water Soluble Calcium*



Gambar 3.1 *Flow Chat*

3.2 Tahapan Proses Pembuatan Mesin Pengolah Cangkang Telur untuk dijadikan Tepung untuk Bahan *Water Soluble Calcium*

Dalam pelaksanaan pembuatan Tugas Akhir ini melalui beberapa tahapan sebagai berikut :

1. Studi Literatur

Pada tahap ini merupakan proses pencarian data dan referensi yang digunakan sebagai acuan pada proses perancangan sekaligus memperkuat ide yang sudah ada.

2. Konsep

Pada tahapan ini mendapatkan gambaran tentang alat yang sesuai untuk memecahkan permasalahan yang ada dilapangan. Agar alat yang dibuat nantinya tepat guna.

3. Pembuatan Prototype

Pada tahapan ini bertujuan untuk mempermudah dalam merancang alat yang akan dibuat, serta merencanakan sistem kerja yang tepat untuk alat yang akan dibuat.

4. Perencanaan dan Perhitungan

Pada tahap ini bertujuan untuk mendapatkan desain dan mekanisme yang tepat dengan memperhatikan data yang telah diperoleh dari studi literatur dan observasi. Rencana mesin yang akan dirancang adalah mesin pengolah limbah cangkang telur.

5. Persiapan Alat dan Bahan

Persiapan alat ini meliputi beberapa alat, antara lain : alat manufaktur (mesin bubut, mesin drilling, dan lain-lain), motor listrik 2800 rpm (3/4 HP), elemen mesin (bantalan, poros, *heater*, *pulley*, dan *belt*), rangka mesin, dan cangkang telur.

6. Pembuatan dan Perakitan Alat

Berdasarkan hasil perhitungan dan perencanaan dapat diketahui jenis bahan dan dimensi dari komponen yang akan diperlukan sebagai acuan dalam pembuatan alat.

Dari komponen yang diperoleh maka dilakukan proses perakitan sesuai dengan desain perencanaan.

7. Pengujian Alat

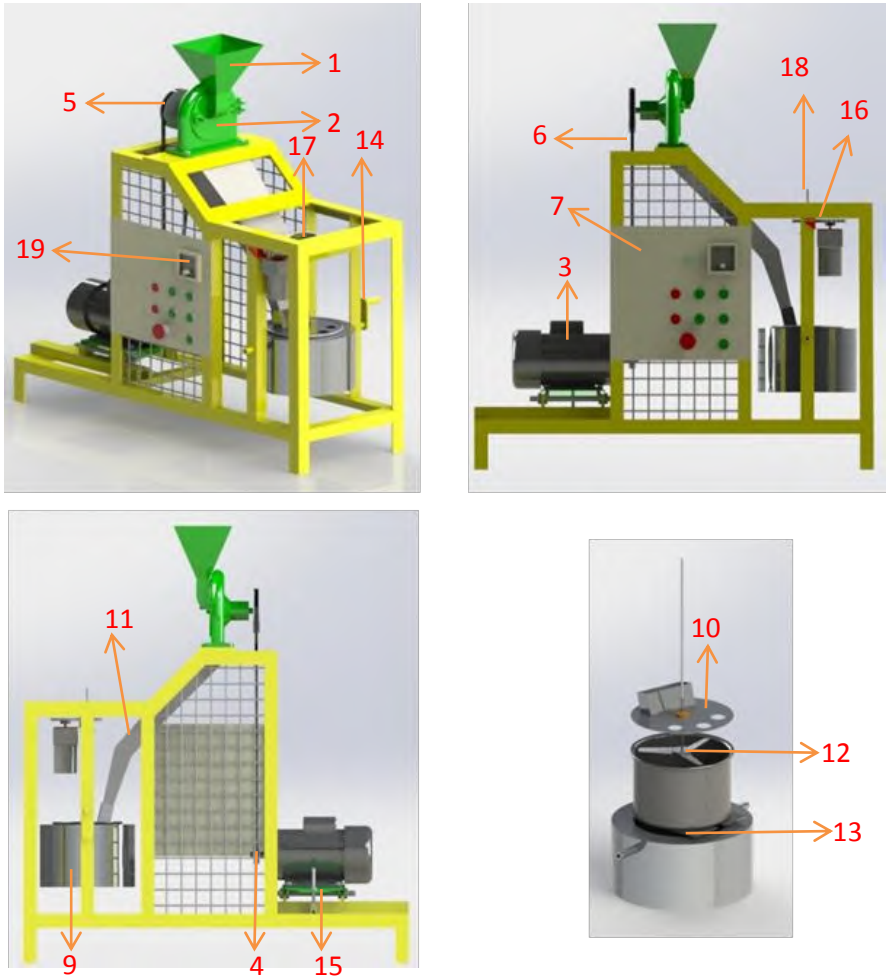
Setelah alat selesai dibuat maka dilakukan pengujian dengan cara mengoperasikan alat tersebut. Dalam pengujian nanti akan dicatat dan dianalisa waktu yang diperlukan dalam pengolahan cangkang telur hingga menjadi berbentuk serbuk tepung yang siap untuk bahan pembuatan *water soluble calcium*.

8. Pembuatan Laporan

Tahap ini merupakan akhir dari pembuatan mesin pengolah cangkang telur untuk dijadikan pupuk. Laporan ini sebagai pertanggung jawaban atas segala sesuatu yang terjadi dalam kegiatan tugas akhir ini.

3.3 Cara Kerja Mesin Pengolah Limbah Cangkag Telur

Mekanisme kerja dari mesin pengolah limbah cangkang telur ini menggunakan piringan yang memiliki 6 pin dengan dua diameter yang berbeda seperti ditunjukkan pada gambar di bawah ini :



Gambar 3.2 Desain Mesin Pengolah Limbah Cangkang Telur

Ketika kabel dihubungkan ke sumber listrik, maka mesin dalam kondisi *stand by*. Jika saklar motor 1 pada panel (7) dinyalakan, maka akan menyalakan motor penggiling (3) dengan daya 0,75 HP, kecepatan 2800 rpm yang terletak di atas dudukan motor (15). Saat motor penggiling menyala, *pulley* (4) yang

terhubung dengan poros motor akan berputar dengan arah putaran berlawanan jarum jam. *V-belt* (6) akan mentransmisikan daya ke *pulley* penggiling (5) yang terhubung dengan poros penggiling. Cangkang telur dimasukkan ke penggiling (2) melalui *hopper* penggiling (1).

Cangkang telur yang telah dihancurkan akan keluar melalui *hopper* (11) dan masuk ke wadah penampung (9). Saklar pemanas pada panel (7) dinyalakan sehingga elemen pemanas (13) menyala hingga suhu mencapai 100 °C yang telah diatur pada *thermocontrol*. Saklar motor pengaduk dinyalakan, maka motor pengaduk akan menyala dan memutar poros yang terhubung dengan *sprocket* (17). Rantai (16) mentransmisikan daya ke *sprocket* yang terhubung dengan poros *blade* pengaduk (18) sehingga *blade* pengaduk (12) akan berputar dan mengaduk bubuk cangkang telur. Setelah proses selesai, tutup penampung (10) dan poros *blade* pengaduk (18) diangkat, tuas (14) diputar untuk menggulingkan wadah penampung (9) dan mengeluarkan cangkang telur.

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB IV PERENCANAAN DAN PERHITUNGAN

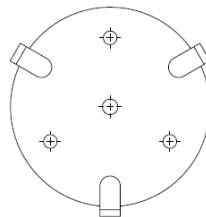
Pada bab ini akan dibahas tentang perhitungan mesin pengolah cangkang telur, yaitu mengenai analisa daya gaya yang nantinya dibutuhkan dalam mesin agar mesin dapat berjalan dan berfungsi dengan baik.

Dimulai dari perhitungan gaya-gaya yang terjadi pada saat pin penghancur diputar dengan beban, perhitungan daya motor pada saat bekerja dengan gaya maksimal yang terjadi pada pin penghancur, dan dilanjutkan dengan perhitungan perencanaan elemen mesin yang mendukung bekerjanya mesin pengolah cangkang telur sehingga aman dalam pengoperasiannya.

4.1 Perencanaan Susunan Penghancur

Pin penghancur direncanakan terdiri atas 6 buah pin yang terpasang pada poros, dengan spesifikasi 3 pin pertama dan 3 pin kedua. Pin 1 berbentuk silinder dengan $\varnothing = 10 \text{ mm}$, dan pin 2 berbentuk persegi panjang dengan dimensi $p \times l = 15 \text{ mm} \times 5 \text{ mm}$.

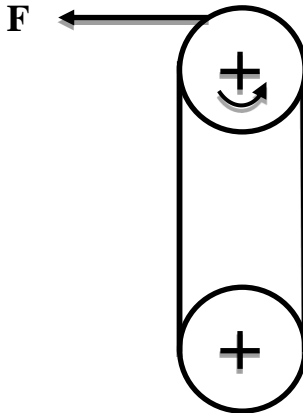
Susunan pin penghancur cangkang telur direncanakan sesuai dengan gambar berikut :



Gambar 4.1 *Susunan pin penghancur*

4.2 Analisa Gaya yang Terjadi pada Pin

Penghancuran cangkang telur pada perencanaan mesin dilakukan dengan prinsip tumbukan yang terjadi pada pin-pin penghancur. Gaya terbesar pada pin penghancur didapatkan dari pengujian sehingga didapatkan gaya mekanis (F_{mek}) dan gaya beban (F_{beban}). Gaya mekanis didapatkan dengan cara melilitkan tali di poros penggiling kemudian ditarik menggunakan neraca pegas sampai berputar dengan keadaan penggiling tanpa diberikan beban dan keadaan mesin mati. Metoda percobaan dapat dilihat pada gambar berikut :



Gambar 4.2 Percobaan Untuk Mengetahui Gaya Mekanik

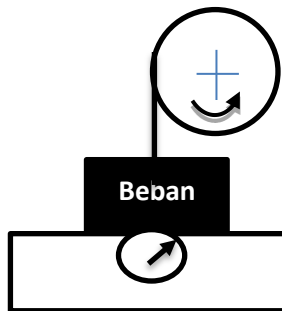
Dari hasil percobaan tersebut didapatkan data gaya mekanis (F_{mek}) sebagai berikut :

Tabel 4.1 Tabel hasil percobaan Gaya Mekanis Pengolah Cangkang Telur

Percobaan	Tanpa Beban (kg)	Gaya (N)
I	1	9,81
II	1	9,81
III	1	9,81

Dari data yang diperoleh didapatkan gaya terbesar, yaitu (F_{mek}) = 9,81 N.

Gaya beban didapatkan dengan cara melilitkan tali pada *pulley* penggiling kemudian ditarik menggunakan neraca pegas sampai *pulley* berputar dengan keadaan mesin mati. Metoda percobaan dapat dilihat pada gambar berikut :



Gambar 4.3 Percobaan Untuk Mengetahui Gaya Beban

Dari hasil percobaan tersebut didapatkan data gaya beban (f_w) sebagai berikut :

Tabel 4.2 Tabel hasil percobaan Gaya Beban Pengolah Cangkang Telur

Percobaan	T. Ayam (kg)	Gaya (N)	T.Bebek (kg)	Gaya (N)
I	3	29,43	3	29,43
II	3	29,43	4	39,24
III	4	39,24	4	39,24

Beban yang diberikan = 50 gram cangkang telur

Dari data yang diperoleh didapatkan gaya beban terbesar, yaitu (f_{beban}) = 29.43 N.

4.2.1 Perhitungan Torsi Total

Torsi total dari proses penghancuran cangkang telur didapatkan dari penjumlahan $T_{beban} + T_{mekanis}$, dimana pada saat pengujian beban digunakan $\emptyset pulley = 102-10 = 92$

mm (\emptyset dalam *pulley*) dan pada saat pengujian mekanik digunakan \emptyset poros motor = 16 mm.

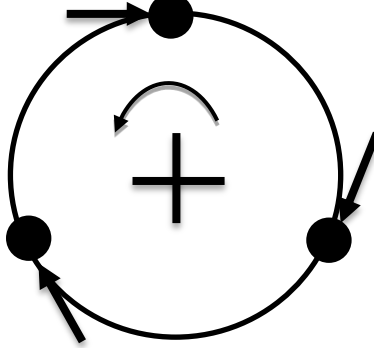
$$\begin{aligned} F_{total} &= F_{beban} + F_{mekanis} \\ &= (4 \text{ kg} \times 9,81) + (1 \text{ kg} \times 9,81) \\ &= 39,24 \text{ N} + 9,81 \text{ N} \\ &= 49,05 \text{ N} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} T_{total} &= (F_{beb} \times r_{pull}) + (F_{mek} \times r_{por}) \\ &= (39,2 \text{ N} \times 0,046 \text{ m}) + (9,81 \text{ N} \times 0,008 \text{ m}) \\ &= 1,805 \text{ Nm} + 0,0785 \text{ Nm} \\ &= 1,8835 \text{ Nm} \end{aligned}$$

Dari hasil perhitungan diatas didapat nilai torsi total (T_{tot}) = 1,8835 Nm

4.2.2 Perhitungan Gaya-gaya Pada Tiap Pin

Ketika proses penghancuran cangkang telur, permukaan dari pin-pin bersinggungan dengan permukaan cangkang telur sehingga terjadi tumbukan dan mengakibatkan cangkang telur menjadi hancur.



Gambar 4.4 Prinsip Kerja Pin Penghancur

Dimana :

$$r_1 = 5.7 + 40 + 5 = 50.7 \text{ mm} = 0.0507 \text{ m}$$

$$r_2 = 5.7 + 65 + 2.5 = 73.2 \text{ mm} = 0.0732 \text{ m}$$

Dari prinsip kerja pin penghancur tersebut maka perhitungan gaya yang terjadi pada pin penghancur didapat dari persamaan perbandingan gaya sebagai berikut :

$$\frac{F_1}{F_2} = \frac{r_1}{r_2}$$

$$F_1 = F_2 \times \frac{r_1}{r_2}$$

Substisusikan persamaan (2.1) ke persamaan torsi total, sehingga didapatkan

$$\begin{aligned} T_{total} &= 3 (F_1 \times r_1) + 3 (F_2 \times r_2) \\ &= 3 \left(F_2 \times \frac{r_1}{r_2} \times r_1 \right) + 3 (F_2 \times r_2) \\ &= 3 \left(F_2 \times \frac{r_1^2}{r_2} \right) + 3 (F_2 \times r_2) \\ &= 3 \left(F_2 \times \frac{0,0507^2}{0,0732} \right) + 3 (F_2 \times 0,0732) \\ &= 3 (F_2 \times 0,0351) + 3 (F_2 \times 0,0732) \\ 1,8835 &= 0,1053 F_2 + 0,2196 F_2 \\ 1,8835 &= 0,3249 F_2 \\ F_2 &= 5,7972 N \end{aligned}$$

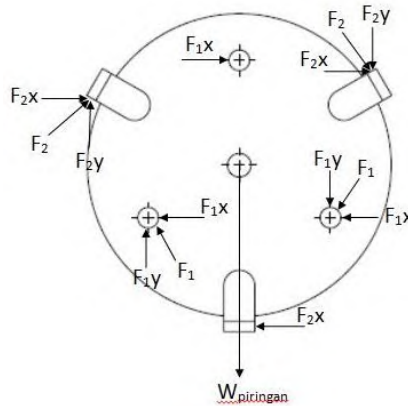
Substisusikan hasil diatas ke persamaan torsi total (2.2)

$$\begin{aligned} T_{total} &= 3 (F_1 \times r_1) + 3 (F_2 \times r_2) \\ 1,8835 &= 3 (F_1 \times 0,0507) + 3 (5,7972 \times 0,0732) \\ 1,8835 &= 0,1521 F_1 + 1,2731 \\ F_1 &= \frac{1,8835 - 1,2731}{0,1521} \\ F_1 &= 4,0158 N \end{aligned}$$

Dari perhitungan gaya-gaya pada pin penghancur di atas, maka didapatkan gaya terbesar pin terletak di pin kedua, yaitu $F_2 = 5,7972 N$.

4.2.3 Resultan Gaya yang Terjadi Pada Pin-Pin Penghancur

Setelah diketahui gaya tiap-tiap pin maka mencari resultan gaya yang terjadi pada Pin Penghancur dengan uraian seperti pada gambar 4.5



Gambar 4.5 Uraian Gaya yang Terjadi Pada Pin-Pin Penghancur

Reaksi Tumpuan :

$$Fr_x = \Sigma F_x$$

$$Fr_x = F_1x - F_1x \cos 60^\circ - F_1x \cos 60^\circ - F_2x + F_2x \cos 60^\circ + F_2x \cos 60^\circ$$

$$= 86,9965 - 86,9965 \cos 60^\circ - 86,9965 \cos 60^\circ - 35,0665 + 35,0665 \cos 60^\circ + 35,0665 \cos 60^\circ$$

$$= 86,9965 - 43,49825 - 43,49825 - 35,0665 + 17,53325$$

$$= 0$$

$$+\uparrow Fr_y = \Sigma F_y$$

$$Fr_y = -W_{piringan} + F_1y \cos 30^\circ - F_1y \cos 30^\circ + F_2y \cos 30^\circ - F_2y \cos 30^\circ$$

$$= 1,01 \text{ kg} \times 9,81$$

$$= -9,9081 \text{ N}$$

Sehingga didapatkan gaya pada piringan sebesar $-9,9081 N$ kearah vertical atau searah sumbu y .

4.3 Analisa Daya

Daya yang dibutuhkan mesin pengolah cangkang telur unuk menghancurkan cangkang dengan berat 50 gram yang dimasukkan secara bersamaan hingga diketahui putaran motor saat gaya beban maksimum yaitu 2863 rpm, didapatkan perhitungan daya sebagai berikut :

$$\begin{aligned} P &= T_{tot} \cdot \omega \\ &= T_{tot} \frac{2 \pi n}{60} \\ &= 1,8835 \frac{2 \pi 2863 \text{ rpm}}{60} \\ &= 564,6971 \text{ watt} \\ &= 0,7573 \text{ HP (1 HP = 745,7 watt)} \end{aligned}$$

Nilai daya desainnya sebagai berikut :

$$\begin{aligned} P' &= \frac{P}{\mu_{v-belt}}; \text{ nilai efisiensi } v - belt \text{ antara } 90 - 98\%. \\ P' &= \frac{0,7573}{0,95} = 0,7972 \text{ HP} \end{aligned}$$

Dari hasil perhitungan dipilih motor listrik dengan daya $\leq 0,75$ HP sudah dapat menghancurkan cangkang telur dengan catatan memasukkan cangkang sedikit demi sedikit agar motor tidak mati.

4.4 Perencanaan Belt dan Pulley

4.4.1 Pemilihan Tipe Belt

Sebelum menghitung perencanaan pada *belt*, maka ditentukan terlebih dulu jenis *belt* yang akan digunakan. Pemilihan jenis *belt* ini dipilih dari daya yang akan ditransmisikan, serta putaran yang terjadi pada *pulley*.

Dengan daya yang didapatkan dari perhitungan 0,5627 kW dan putaran yang direncanakan sebesar 2863 rpm, maka didapatkan belt tipe *V-belt* jenis A dengan dimensi pada tabel

diagram pemilihan V-Belt (*lampiran 2*) didapatkan dimensi sebagai berikut:

$$\text{Lebar belt } (b) = 13 \text{ mm}$$

$$\text{Tebal belt } (h) = 8 \text{ mm}$$

$$\text{Luas penampang } (A) = 0,81 \text{ cm}^2 \text{ (lampiran 5)}$$

4.4.2 Perhitungan Diameter *Pulley* yang Digerakkan

Sebelumnya telah diketahui besarnya putaran pada motor, putaran pada poros yang direncanakan dan diameter *pulley* penggerak, maka dapat ditentukan diameter *pulley* yang digerakkan.

Untuk mengetahui diameter *pulley* agar menghasilkan putaran yang tinggi digunakan diameter *pulley* yang lebih kecil, maka dipakai rumus perbandingan sebagai berikut :

Diketahui

$$n_1 = 2800 \text{ rpm}$$

$$n_2 = 4200 \text{ rpm}$$

$$d_1 = 152,4 \text{ mm}$$

Rumus perbandingan reduksi

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

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

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

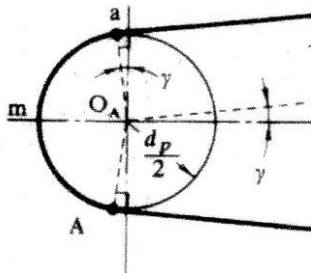
$$d_2 = \frac{2800 \text{ rpm}}{4200 \text{ rpm}} \times 152,4 \text{ mm}$$

$$d_2 = 101,6 \text{ mm}$$

Jadi diameter *pulley* yang digerakkan adalah sebesar

$$d_2 = 101,6 \text{ mm} \text{ atau setara dengan } 4 \text{ inch.}$$

4.4.3 Perhitungan Kecepatan Keliling Pulley



Gambar 4.6 Kecepatan Keliling Pulley

Perhitungan kecepatan keliling *belt* dipengaruhi oleh diameter *pulley* dan putaran. Maka didapatkan perhitungan sebagai berikut :

Diketahui :

$$d_1 = 152,4 \text{ mm}$$

$$n_1 = 2800 \text{ rpm}$$

$$v_1 = \frac{\pi \times d_1 \times n_1}{60 \times 1000}$$

$$v_1 = \frac{\pi \times 152,4 \text{ mm} \times 2800 \text{ rpm}}{60 \times 1000}$$

$$v_1 = 22,3430 \text{ m/s}$$

Jadi kecepatan keliling *belt* sebesar $v = 22,3430 \text{ m/s}$.

4.4.4 Perhitungan Gaya Keliling Belt

Gaya keliling *belt* dapat dicari dengan menggunakan persamaan sebagai berikut :

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

Dimana

$$\beta = 1,5 - 2$$

$$P_d = 0,75 \text{ HP} = 0,5595 \text{ kW}$$

$$F_{\text{rated}} = \frac{102 \times P_d}{v} = \frac{102 \times 0,5595 \text{ kW}}{22,3430 \text{ m/s}} = 2.5542 \text{ N}$$

Sehingga

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

$$F = 1,5 \times 2,5542 \text{ N}$$

$$F = 1,2771 \text{ N}$$

Jadi, gaya keliling yang dimiliki *belt* adalah 1,2771 N

4.4.5 Perhitungan Panjang *Belt* (L)

Untuk mengetahui panjang perencanaan *belt* yang digunakan digunakan rumus sebagai berikut :

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

Diketahui

$$C = 710 \text{ mm}$$

$$d_1 = 152,4 \text{ mm}$$

$$d_2 = 101,6 \text{ mm}$$

Sehingga

$$L = (2 \times 710 \text{ mm}) + \frac{\pi}{2}(101,6 + 152,4)\text{mm} \\ + \frac{(101,6 \text{ mm} - 152,4 \text{ mm})^2}{4 \times 710 \text{ mm}}$$

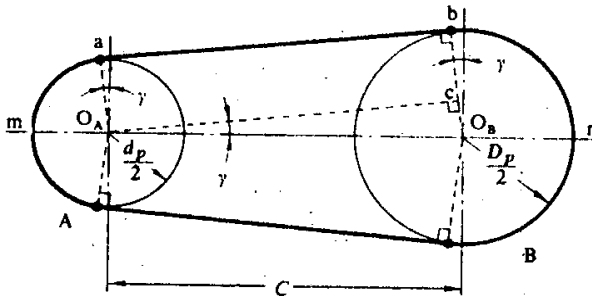
$$L = 1420 \text{ mm} + \frac{\pi}{2}(254)\text{mm} + \frac{2580,64 \text{ mm}^2}{2840 \text{ mm}}$$

$$L = 1420 \text{ mm} + 398,9822 \text{ mm} + 0,9086$$

$$= 1819,8908 \text{ mm}$$

Dari hasil perhitungan panjang *pulley* yang didapatkan, maka menggunakan jenis *belt* A-70 (*lampiran 3*)

4.4.6 Perhitungan Sudut Kontak



Gambar 4.7 Sudut Kontak pada Pulley dan Belt
(Sularso, Kiyokatsu Suga; 1991.Hal 168)

Besarnya sudut kontak pada *pulley* dan *belt* dapat dihitung dari rumus :

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

Diketahui

$$d_1 = 152,4 \text{ mm}$$

$$d_2 = 101,6 \text{ mm}$$

$$C = 710 \text{ mm}$$

Maka,

$$\theta = 180^\circ - \frac{(152,4 - 101,6)}{710} \times 60$$

$$\theta = 180^\circ - \frac{50,8}{710} \times 60$$

$$\theta = 180^\circ - 4,2929$$

$$\theta = 175,7071^\circ$$

$$\frac{\theta}{180} \pi = \frac{175,7071^\circ}{180^\circ} \pi$$

$$= 3,0667 \text{ rad}$$

4.4.7 Perhitungan Gaya Efektif pada Belt

Gaya efektif *belt* dapat dicari dengan menggunakan persamaan (1)

$$F_e = F_1 - F_2$$

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

(Dobrovolsky, 1985:204)

Dimana diketahui:

$$\theta = 3,0667 \text{ rad}$$

$$T = 1,8835 \text{ Nm}$$

$$e = 2,71$$

$$r_p = 0,0458 \text{ m}$$

$f = 0,3$; didapat dari tabel koefisien gesek (*lampiran 4*)

Rumus persamaan F_e

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

$$F_e = \frac{1,8835 \text{ Nm}}{0,0458 \text{ m}}$$

$$F_e = 41,1245 \text{ N}$$

Rumus persamaan (2)

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

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

$$F_1 = 2,71^{0,3 \times 3,0667} \times F_2$$

$$F_1 = 2,5093 \cdot F_2$$

Substitusikan persamaan (1) hasil diatas

$$F_e = F_1 - F_2$$

$$41,1245 \text{ N} = 2,5093 \cdot F_2 - F_2$$

$$41,1245 \text{ N} = 1,5093 \cdot F_2$$

$$F_2 = 27,2474 \text{ N}$$

Masukkan hasil pada persamaan (1)

$$F_e = F_1 - F_2$$

$$41,1245 \text{ N} = F_1 - 27,2474 \text{ N}$$

$$F_1 = 68,3719 \text{ N}$$

Sehingga didapatkan:

$$F_e = 41,1245 \text{ N}$$

$$F_1 = 68,3719 \text{ N}$$

$$F_2 = 27,2474 \text{ N}$$

4.4.8 Perhitungan Tegangan untuk Memindahkan Beban

Karena adanya daya yang ditransmisikan oleh belt, maka timbul tegangan untuk mentransmisikan daya (σ_d). Untuk menghitung besarnya tegangan tersebut menggunakan persamaan:

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

Dimana :

- $a = 25$; $w = 180$ (didapatkan dari tabel lampiran 6)
 $h = 8 \text{ mm}$ (didapatkan dari tabel lampiran 5)
 $D = 101,6 \text{ mm}$

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

$$\sigma_{do} = 25 - 180 \frac{8 \text{ mm}}{101,6 \text{ mm}}$$

$$\sigma_{do} = 25 - 9,4488$$

$$\sigma_{do} = 15,5512$$

- $C_v =$ Didapatkan dari tabel (lampiran 7)

Karena pada tabel faktor kecepatannya tidak ada maka dilakukan interpolasi untuk mendapatkan nilai faktor kecepatan yang sesuai dengan nilai kecepatan belt

$$\frac{22,3430 - 20}{25 - 20} = \frac{x - 0,85}{0,74 - 0,85}$$

$$\frac{2,3430}{5} = \frac{x - 0,85}{-0,11}$$

$$0,4686 = \frac{x - 0,85}{-0,11}$$

$$-0,052 = x - 0,85$$

$$x = 0,7984$$

- C_α = Didapatkan dari tabel (*lampiran 7*)
 Karena pada tabel nilai faktor sudut tidak ada maka dilakukan interpolasi untuk mendapatkan nilai faktor sudut yang sesuai dengan nilai sudut kotak

$$\frac{175,7071 - 160}{180 - 160} = \frac{x - 0,96}{1 - 0,96}$$

$$\frac{15,7071}{20} = \frac{x - 0,96}{0,04}$$

$$\frac{15,7071}{20} = \frac{x - 0,96}{0,04}$$

$$0,0314142 = x - 0,96$$

$$x = 0,9914$$

Sehingga :

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

$$\sigma_d = 15,5512 \times 0,7984 \times 0,9914$$

$$\sigma_d = 12,3093$$

4.4.9 Jumlah Belt yang Dibutuhkan

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

Diketahui

$$F_e = 41,1245 \text{ N}$$

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

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

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

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

$$b = \frac{41,1245}{12,3093 \cdot 8} = 0,4176$$

Maka mencari jumlah belt bisa didapatkan dari perbandingan nilai luasan (A)

$$\frac{A'}{A} = \frac{0,4176 \times 8}{0,81} = 0,041246$$

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

4.4.10 Perhitungan Tegangan Maksimum pada Belt

Tegangan maksimum pada belt dapat diketahui dengan menggunakan rumus :

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

Dimana diketahui :

- $\sigma_0 =$ Gaya awal, besarnya $\leq 12 \text{ kgf/cm}^2$
- $h =$ Tebal belt (0,08 cm)
- $F_e =$ Gaya efektif (4,1947 kgf)
- $Z =$ Jumlah belt (1)
- $A =$ Luasan penampang belt (0,81 cm^2)
- $Eb =$ Modulus elastis belt 800 – 1200 kgf/cm^2 (Lihat tabel lampiran 8)
- $D_{min} =$ Diameter minimum pulley (10,16 cm)
- $\gamma =$ Specific weight 1,25 – 1,50 kgf/dm^2 (Lihat tabel lampiran 8)
- $v = 22,3430 \text{ m/s}$.

Sehingga :

$$\sigma_{max} = 12 \text{ kgf/cm}^2 + \frac{4,1947 \text{ kgf}}{2 \times 0,81 \text{ cm}^2} + \frac{1,3 \times 22,3430^2}{10 \times 9,81} + 800 \frac{0,08 \text{ cm}}{10,16 \text{ cm}}$$

$$\sigma_{max} = 12 \text{ kgf/cm}^2 + 2,5893 \text{ kgf/cm}^2 + 6,6154 + 6,2992$$

$$\sigma_{max} = 27,5039 \text{ kgf/cm}^2$$

Jadi tegangan maksimum yang ditimbulkan oleh belt sebesar $27,5039 \text{ kgf/cm}^2$.

4.4.11 Jumlah Putaran *Belt* Per Detik

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

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

Dimana :

$$v = 22,3430 \text{ m/s}$$

$$L = 1819,8908 \text{ mm} = 1,8199 \text{ m}$$

Sehingga :

$$U = \frac{22,3430 \text{ m/s}}{1,8199 \text{ m}}$$

$$U = 12,2770 \text{ putaran/detik}$$

4.4.12 Perhitungan Umur *Belt*

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

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

Dimana :

$$H = \text{Umur belt}$$

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

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

$$\sigma_{max} = 45.6141 \text{ kgf/cm}^2$$

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

$$m = 8 \text{ untuk belt jenis V - Belt}$$

$$U = \text{Jumlah putaran belt/detik} \\ = 12,2770 \text{ putaran/detik}$$

Sehingga :

$$H = \frac{10^7}{4200 \times 12,2770 \text{ put/s} \times 2} \left[\frac{90 \text{ kgf/cm}^2}{27,5039 \text{ kgf/cm}^2} \right]^8$$

$$H = \frac{10^7}{103126,8} 3,2723^8$$

$$H = 9,6968 \times 1314,94$$

$$H = 12750,71019 \text{ jam}$$

Jadi diprediksikan belt masih bisa digunakan hingga umurnya 12750,71019 jam

4.5 Analisa Perhitungan Poros

Poros yang digunakan pada mesin pengolah cangkang telur ini merupakan poros jenis transmisi. Sebelum mencari berapa besarnya diameter poros yang sebenarnya, terlebih dahulu harus mencari berapa besarnya momen torsi dan momen bending.

4.5.1 Mencari Besarnya Momen Torsi

Diketahui :

$$\text{Daya Motor (HP)} = 0,75 \text{ HP}$$

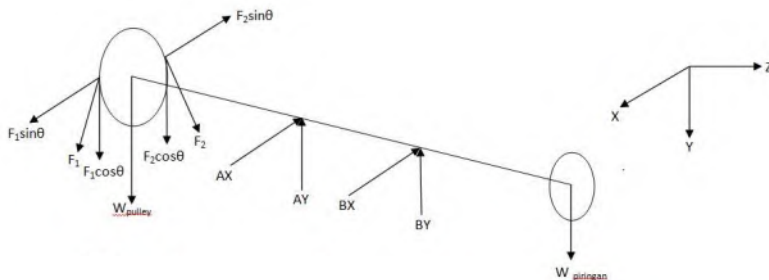
$$\text{Kecepatan Motor (rpm)} = 4200 \text{ rpm}$$

Momen torsi yang digunakan adalah momen torsi yang didapat dari perhitungan momen torsi total sebagai berikut :

$$\begin{aligned} T_{total} &= (F_{beban} \times r_{pul}) + (F_{mekanik} \times r_{por}) \\ &= (39,2 \text{ N} \times 0,046 \text{ m}) + (9,81 \text{ N} \times 0,008 \text{ m}) \\ &= 1,0805 \text{ Nm} + 0,0785 \text{ Nm} \\ &= 1,8835 \text{ Nm} = 192,0635 \text{ kgf.mm} \end{aligned}$$

4.5.2 Diagram Beban Poros

Free Body Diagram



Gambar 4.8 *Free Body Diagram*

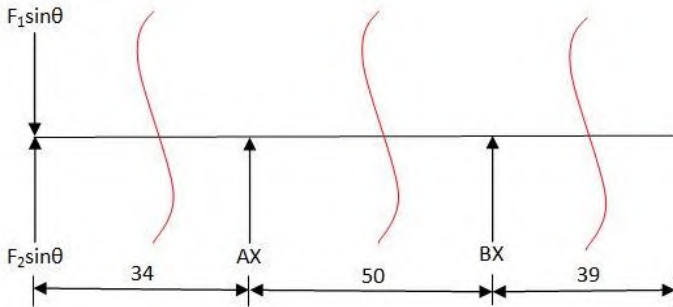
Dimana :

- F_1 = Gaya yang menarik belt (68,3719 N)

- $F_2 =$ Gaya yang kendur (27,2474 N)
- $A_x =$ Gaya yang terjadi pada bearing A dengan arah horizontal
- $B_x =$ Gaya yang terjadi pada bearing B dengan arah horizontal
- $A_y =$ Gaya yang terjadi pada bearing A dengan arah vertical
- $B_y =$ Gaya yang terjadi pada bearing B dengan arah vertical
- $W_{pulley} =$ Berat dari pulley penggiling (12,5568 N)
- $P_y =$ Gaya yang terjadi pada penggiling (9,9081 N)

4.5.3 Menghitung Beban Poros Arah Horizontal dan Vertikal

4.5.3.1 Tinjauan Terhadap Bidang Horizontal



Gambar 4.9 Tinjauan Arah Horizontal pada Poros

a. Reaksi Tumpuan Arah Horizontal

$$\uparrow +\Sigma F_x = 0$$

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

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

$$A_x + B_x = 68,3719 \sin 3^\circ - 27,2474 \sin 3^\circ$$

$$A_x + B_x = 3,5783 - 1,4260$$

$$A_x + B_x = 2,1523 \dots\dots\dots(1)$$

$$\curvearrowright +\Sigma M_b = 0$$

$$F_2 \sin 3^\circ(84) - F_1 \sin 3^\circ(84) + A_x(50) = 0$$

$$A_x(50) = F_1 \sin 3^\circ(84) - F_2 \sin 3^\circ(84)$$

$$A_x(50) = 68,3719 \sin 3^\circ(84) - 27,2474 \sin 3^\circ(84)$$

$$A_x(50) = 68,3719 \sin 3^\circ(84) - 27,2474 \sin 3^\circ(84)$$

$$A_x(50) = 3,5783(84) - 1,4260(84)$$

$$A_x(50) = 300,5772 - 119,784$$

$$A_x(50) = 180,7932$$

$$A_x = 3,6159 \text{ N}$$

Substitusi hasil diatas dengan persamaan (1)

$$A_x + B_x = 2,1523$$

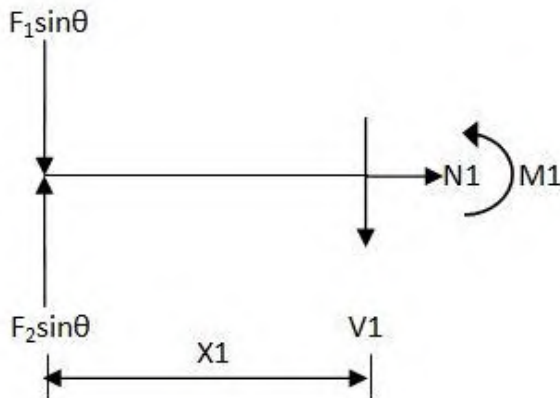
$$B_x = 2,1523 - 3,6159$$

$$B_x = -1,4636 \text{ N} \downarrow$$

b. Tinjauan Arah Horizontal

- Momen Bending di titik M_1

Potongan I-I $0 \leq X_1 \leq 34$



Gambar 4.10 Potongan I-I Tinjauan Horizontal

$$\uparrow +\Sigma F_x = 0$$

$$F_2 \sin \theta - F_1 \sin \theta - v_1 = 0$$

$$v_1 = F_2 \sin \theta - F_1 \sin \theta$$

$$v_1 = 1,4260 - 3,5783$$

$$v_1 = -2,1523$$

$$+\Sigma M_{pot 1} = 0$$

$$F_2 \sin 3^\circ(X_1) - F_1 \sin 3^\circ(X_1) - M_{pot 1} = 0$$

$$M_{pot 1} = F_2 \sin 3^\circ(X_1) - F_1 \sin 3^\circ(X_1)$$

$$M_{pot 1} = 1,4260(X_1) - 3,5783(X_1)$$

$$M_{pot 1} = -2,1523(X_1)$$

Jika :

$$X_1 = 0 ; \text{ maka } M_1 = 0$$

$$X_1 = 5 ; \text{ maka } M_1 = -10.7615$$

$$X_1 = 10 ; \text{ maka } M_1 = -21.523$$

$$X_1 = 15 ; \text{ maka } M_1 = -32.2845$$

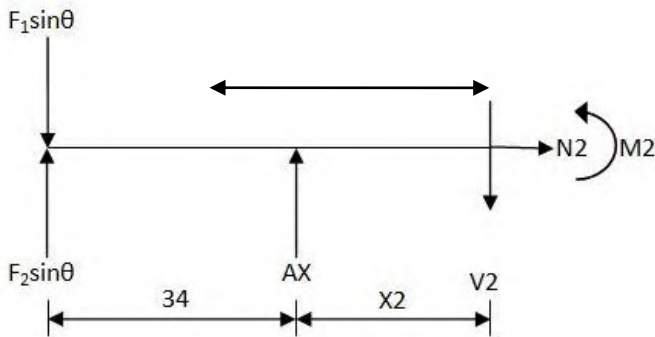
$$X_1 = 20 ; \text{ maka } M_1 = -43.046$$

$$X_1 = 25 ; \text{ maka } M_1 = -53.8075$$

$$X_1 = 30 ; \text{ maka } M_1 = -64.569$$

$$X_1 = 34 ; \text{ maka } M_1 = -73.1782$$

- Momen Bending di titik M_2
Potongan II-II $0 \leq X_2 \leq 50$



Gambar 4.11 Potongan II-II Tinjauan Horizontal

$$\uparrow +\Sigma F_x = 0$$

$$F_2 \sin \theta - F_1 \sin \theta + A_x - v_2 = 0$$

$$v_2 = F_2 \sin \theta - F_1 \sin \theta + A_x$$

$$v_2 = 1,4260 - 3,5783 + 3,6159$$

$$v_2 = 1,4636$$

$$\cup + \Sigma M_{pot\ 2} = 0$$

$$F_2 \sin 3^\circ (34 + X_2) - F_1 \sin 3^\circ (34 + X_2) + A_x (X_2) - M_{pot\ 2} = 0$$

$$M_{pot\ 2} = 1,4260 (34 + X_2) - 3,5783 (34 + X_2) + 3,6159 (X_2)$$

$$M_{pot\ 2} = -2,1523 (34 + X_2) + 3,6159 (X_2)$$

$$M_{pot\ 2} = -73,1782 - 2,1523 (X_2) + 3,6159 (X_2)$$

$$M_{pot\ 2} = -73,1782 + 1,4636 (X_2)$$

Jika :

$$X_2 = 0 ; \text{ maka } M_2 = -73,1782$$

$$X_2 = 5 ; \text{ maka } M_2 = -65,8602$$

$$X_2 = 10 ; \text{ maka } M_2 = -58,5422$$

$$X_2 = 15 ; \text{ maka } M_2 = -51,2242$$

$$X_2 = 20 ; \text{ maka } M_2 = -43,9062$$

$$X_2 = 25 ; \text{ maka } M_2 = -36,5882$$

$$X_2 = 30 ; \text{ maka } M_2 = -29,2702$$

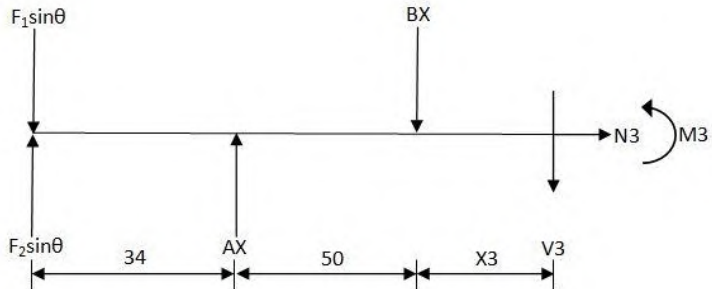
$$X_2 = 35 ; \text{ maka } M_2 = -21,9522$$

$$X_2 = 40 ; \text{ maka } M_2 = -14,6342$$

$$X_2 = 45 ; \text{ maka } M_2 = -7,3162$$

$$X_2 = 50 ; \text{ maka } M_2 = 0,0018$$

- Momen Bending di titik M_3
Potongan III-III $0 \leq X_3 \leq 39$



Gambar 4.12 Potongan III-III Tinjauan Horizontal

$$\uparrow +\Sigma F_x = 0$$

$$F_2 \sin \theta - F_1 \sin \theta + A_x - B_x - v_3 = 0$$

$$v_3 = F_2 \sin \theta - F_1 \sin \theta + A_x - B_x$$

$$v_3 = 1,4260 - 3,5783 + 3,6159 - 1,4636$$

$$v_3 = 0$$

$$\curvearrowright +\Sigma M_{pot\ 3} = 0$$

$$F_2 \sin 3^\circ (84 + X_3) - F_1 \sin 3^\circ (84 + X_3) + A_x (50 + X_3) - B_x (X_3) - M_{pot\ 3} = 0$$

$$M_{pot\ 3} = 1,4260(84 + X_3) - 3,5783(84 + X_3) + 3,6159(50 + X_3) - 1,4636(X_3)$$

$$M_{pot\ 3} = -2,1523(84 + X_3) + 3,6159(50 + X_3) - 1,4636(X_3)$$

$$M_{pot\ 3} = -180,7932 - 2,1523(X_3) + 180,795 + 3,6159(X_3) - 1,4636(X_3)$$

$$M_{pot\ 3} = 0,0018 + 0(X_3)$$

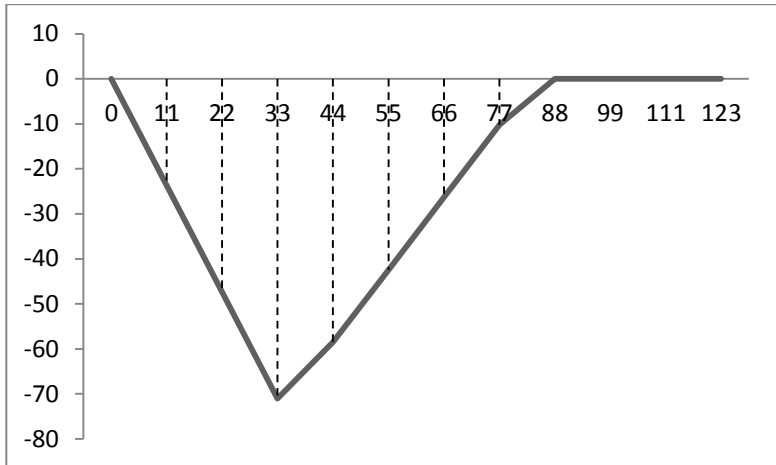
Jika :

$$X_3 = 0 ; \text{ maka } M_3 = 0$$

$$X_3 = 5 ; \text{ maka } M_3 = 0.0018$$

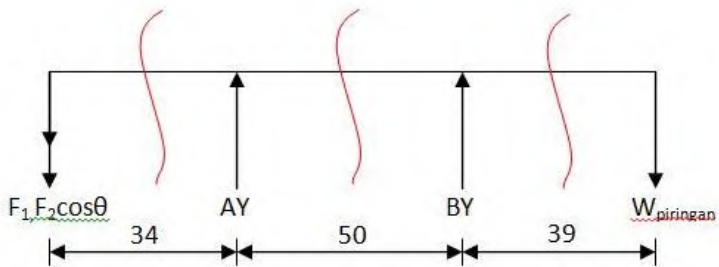
$$X_3 = 20 ; \text{ maka } M_3 = 0.0018$$

$$X_3 = 39 ; \text{ maka } M_3 = 0.0018$$



Gambar 4.13 Diagram Momen Bending Arah Horizontal

4.5.3.2 Tinjauan Terhadap Bidang Vertikal



Gambar 4.14 Tinjauan Arah Vertikal pada Poros

a. Reaksi Tumpuan Arah Vertikal

$$\uparrow + \Sigma F_y = 0$$

$$-F_1 \cos 3^\circ - F_2 \cos 3^\circ - W_{pulley} + A_y + B_y - P_y = 0$$

$$A_y + B_y = F_2 \cos 3^\circ + F_1 \cos 3^\circ + W_{pulley} + P_y$$

$$A_y + B_y = 27,2474 \cos 3^\circ + 68,3719 \cos 3^\circ + 12,5568 + 9,9081$$

$$A_y + B_y = 27,2101 + 68,2782 + 12,5568 + 9,9081$$

$$A_y + B_y = 117,9532$$

.....(4.2)

$$\cup + \Sigma M_b = 0$$

$$-F_2 \cos 3^\circ(84) - F_1 \cos 3^\circ(84) + A_y(50) + P_y(39) - W_{pulley}(84) = 0$$

$$A_y(50) = F_1 \cos 3^\circ(84) + F_2 \cos 3^\circ(84) - P_y(39) + W_{pulley}(84)$$

$$A_y(50) = 68,2782(84) + 27,2101(84) - 9,9081(39) + 12,5568(84)$$

$$A_y(50) = 5735,3688 + 2285,6484 - 386,4159 + 1054,7712$$

$$A_y(50) = 8689,3725$$

$$A_y = 173,7875 \text{ N}$$

Substitusikan pada persamaan (4.2)

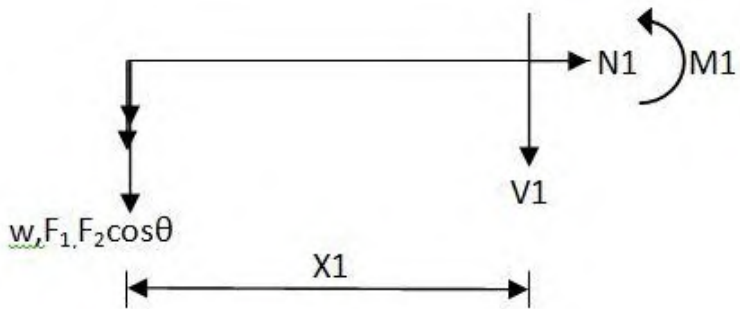
$$A_y + B_y = 117,9532$$

$$B_y = 117,9532 - 173,7875$$

$$B_y = -55,8343$$

b. Tinjauan Arah Vertikal

- Momen Bending di titik M_1
Potongan I-I $0 \leq X_1 \leq 34$



Gambar 4.15 Potongan I-I Tinjauan Vertikal

$$\uparrow +\Sigma F_y = 0$$

$$-F_2 \cos \theta - F_1 \cos \theta - W_{pulley} - v_1 = 0$$

$$v_1 = -F_2 \cos 3^\circ - F_1 \cos 3^\circ - W_{pulley}$$

$$v_1 = -27,2101 - 68,2782 - 12,5568$$

$$v_1 = -108,0451$$

$$\cup +\Sigma M_{pot\ 1} = 0$$

$$-F_1 \cos 3^\circ (X_1) - F_2 \cos 3^\circ (X_1) - W_{pulley} (X_1) - M_{pot\ 1} = 0$$

$$M_{pot\ 1} = -68,2782 (X_1) - 27,2101 (X_1) - 12,5568 (X_1)$$

$$M_{pot\ 1} = -108,0451 (X_1)$$

Jika :

$$X_1 = 0 ; \text{ maka } M_1 = 0$$

$$X_1 = 5 ; \text{ maka } M_1 = -540.2255$$

$$X_1 = 10 ; \text{ maka } M_1 = -1080.451$$

$$X_1 = 15 ; \text{ maka } M_1 = -1620.6765$$

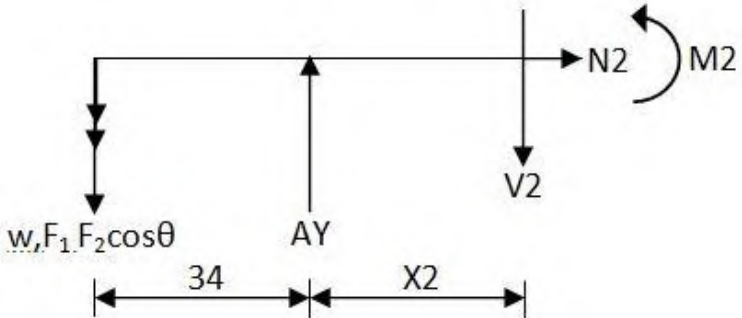
$$X_1 = 20 ; \text{ maka } M_1 = -2160.902$$

$$X_1 = 25 ; \text{ maka } M_1 = -2701.1275$$

$$X_1 = 30 ; \text{ maka } M_1 = -3241.353$$

$$X_1 = 34 ; \text{ maka } M_1 = -3673.5334$$

- Momen Bending di titik M_2
Potongan II-II $0 \leq X_2 \leq 50$



Gambar 4.16 Potongan II-II Tinjauan Vertikal

$$\uparrow +\Sigma F_y = 0$$

$$-F_1 \cos \theta - F_2 \cos \theta - W_{pulley} + A_y - v_2 = 0$$

$$v_2 = -F_1 \cos 3^\circ - F_2 \cos 3^\circ - W_{pulley} + A_y$$

$$v_2 = -68,2782 - 27,2101 - 12,5568 + 173,7875$$

$$v_2 = 65,7424 \text{ N}$$

$$\curvearrowright +\Sigma M_{pot\ 2} = 0$$

$$-F_1 \cos 3^\circ (34 + X_2) - F_2 \cos 3^\circ (34 + X_2) - W_{pulley} (34 + X_2) + A_y (X_2) - M_{pot\ 2} = 0$$

$$M_{pot\ 2} = -68,2782 (34 + X_2) - 27,2101 (34 + X_2)$$

$$- 12,5568 (34 + X_2) + 173,7875 (X_2)$$

$$M_{pot\ 2} = -108,0451 (34 + X_2) + 173,7875 (X_2)$$

$$M_{pot\ 2} = -3673,5334 - 108,0451 (X_2) + 173,7875 (X_2)$$

$$M_{pot\ 2} = -3673,5334 + 65,7424 (X_2)$$

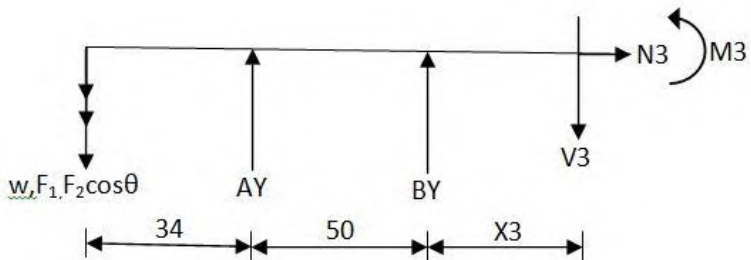
Jika :

$$X_2 = 0 ; \text{ maka } M_2 = -3522.0396$$

$$X_2 = 5 ; \text{ maka } M_2 = -3208.4771$$

$$\begin{aligned}
 X_2 = 10 & ; \text{ maka } M_2 = -2894.9146 \\
 X_2 = 15 & ; \text{ maka } M_2 = -2581,3521 \\
 X_2 = 20 & ; \text{ maka } M_2 = -2267.7896 \\
 X_2 = 25 & ; \text{ maka } M_2 = -1954.2271 \\
 X_2 = 30 & ; \text{ maka } M_2 = -1640.6646 \\
 X_2 = 35 & ; \text{ maka } M_2 = -1327.1021 \\
 X_2 = 40 & ; \text{ maka } M_2 = -1013.5396 \\
 X_2 = 45 & ; \text{ maka } M_2 = -699.9771 \\
 X_2 = 50 & ; \text{ maka } M_2 = -386.4146
 \end{aligned}$$

- Momen Bending di titik M_3
Potongan III-III $0 \leq X_3 \leq 39$



Gambar 4.17 Potongan III-III Tinjauan Vertikal

$$\uparrow +\Sigma F_y = 0$$

$$-F_1 \cos \theta - F_2 \cos \theta - W_{pulley} + A_y - B_y - v_3 = 0$$

$$v_3 = -F_1 \cos 3^\circ - F_2 \cos 3^\circ - W_{pulley} + A_y - B_y$$

$$\begin{aligned}
 v_3 = & -68,2782 - 27,2101 - 12,5568 + 173,7875 \\
 & - 55,8343
 \end{aligned}$$

$$v_3 = 9,9081$$

$$\cup +\Sigma M_{pot\ 3} = 0$$

$$\begin{aligned}
 -F_1 \cos 3^\circ (84 + X_3) - F_2 \cos 3^\circ (84 + X_3) - W_{pulley} (84 \\
 + X_3) + A_y (50 + X_3) - B_y (X_3) - M_{pot\ 3} \\
 = 0
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 M_{pot\ 3} &= -68,2782 (84 + X_3) - 27,2101 (84 + X_3) \\
 &\quad - 12,5568 (84 + X_3) \\
 &\quad + 173,7875 (50 + X_3) - 55,8343 (X_3) \\
 M_{pot\ 3} &= -5735,3688 - 68,2782(X_3) - 2285,6484 \\
 &\quad - 27,2101 (X_3) - 1054,7712 \\
 &\quad - 12,5568(X_3) + 8689,375 \\
 &\quad + 173,7875(X_3) - 55,8343 (X_3)
 \end{aligned}$$

$$M_{pot\ 3} = -386,4134 + 9,904 (X_3)$$

Jika :

$$X_3 = 0 ; \text{ maka } M_3 = -386.4146$$

$$X_3 = 5 ; \text{ maka } M_3 = -336.8741$$

$$X_3 = 10 ; \text{ maka } M_3 = -287.3336$$

$$X_3 = 15 ; \text{ maka } M_3 = -237.7931$$

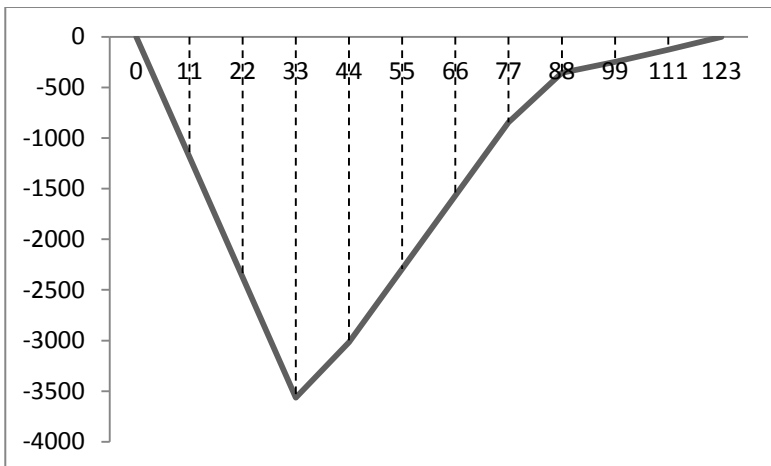
$$X_3 = 20 ; \text{ maka } M_3 = -188.2526$$

$$X_3 = 25 ; \text{ maka } M_3 = -138.7121$$

$$X_3 = 30 ; \text{ maka } M_3 = -89.1716$$

$$X_3 = 35 ; \text{ maka } M_3 = -39.6311$$

$$X_3 = 39 ; \text{ maka } M_3 = 0.0013$$



Gambar 4.18 Diagram Momen Bending Arah Vertikal

4.5.3.3 Resultan Momen Bending pada Poros

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

$$M_r = \sqrt{(M_H)^2 + (M_V)^2}$$

Dimana :

- $M_H = M_x = 73,178 \text{ N.mm}$ (Momen yang terjadi pada bidang horizontal)
- $M_V = M_y = 3673,533 \text{ N.mm}$ (Momen yang terjadi pada bidang vertikal)

Maka,

$$M_r = \sqrt{(M_H)^2 + (M_V)^2}$$

$$M_r = \sqrt{(73,178)^2 + (3673,533)^2}$$

$$M_r = \sqrt{5355,01968 + 13494844,7}$$

$$M_r = \sqrt{13500199,7}$$

$$M_r = 3674,26179 \text{ N.mm} = 374,6704 \text{ kgf.mm}$$

4.5.4 Menghitung Diameter Poros

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

$$d \geq \sqrt[6]{\frac{(16^2 \times M_r^2) + (16^2 \times M_t^2)}{\pi^2 \left(\frac{k_s \times S_{yp}}{sf}\right)^2}}$$

Dimana :

$$M_r = \text{Resultan momen bending (3674,26179 N.mm} \\ = 374,6704 \text{ kgf.mm)}$$

$$M_t = \text{Momen torsi (1,8835 Nm = 192,0635 kgf.mm)}$$

$sf = \text{safety factor (2)}$

$\sigma_{yp} = 58 \text{ kg/mm}^2$ (Bahan AISI 1045, lambang S45C dan baja karbon kontruksi mesin)(lampiran 9)

$$k_s = 0,6 - 0,8$$

Maka :

d

$$\geq \sqrt[6]{\frac{16^2(374,6704 \text{ kgf} \cdot \text{mm})^2 + 16^2(192,0635 \text{ kgf} \cdot \text{mm})^2}{\pi^2 \left(\frac{0,6 \times 58 \text{ kg/mm}^2}{2} \right)^2}}$$

$$d \geq \sqrt[6]{\frac{256(140377,9086) + 256(36888,39)}{\pi^2(302,76)}}$$

$$d \geq \sqrt[6]{\frac{35936744,6 + 9443427,84}{2988,1214}}$$

$$d \geq \sqrt[6]{15186,857}$$

$$d \geq 4,97635 \text{ mm}$$

Agar perencanaan poros tersebut aman nilai $\geq 4,97635 \text{ mm}$, sehingga pada perencanaan mesin pengolah cangkang telur menggunakan poros berdiameter 14 mm.

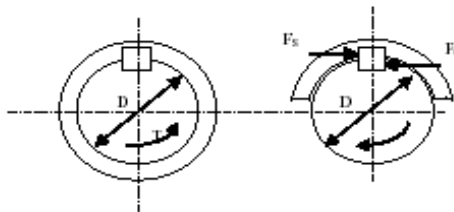
4.6 Analisa Perhitungan Pasak

Dengan diameter poros 14 mm, maka didapatkan diameter poros antara $\left(\frac{1}{2} - \frac{9}{16}\right)$ in dengan tipe *square* maka nilai W dan H sebagai berikut :

$$W = \frac{1}{8} \text{ in } (3,175 \text{ mm})$$

$$H = \frac{1}{8} \text{ in } (3,175 \text{ mm})$$

4.6.1 Gaya yang Terjadi pada Pasak



Gambar 4.19 Gaya yang Terjadi pada Pasak

Gaya pada pasak dapat dihitung dengan menggunakan persamaan sebagai berikut :

$$F = \frac{T_{poros}}{0,5 \times D_p}$$

Diketahui :

$$T_{poros} = 1883,5 \text{ Nmm} = 192,0635 \text{ kgf. mm}$$

$$D_p = \text{Diameter poros (14 mm)}$$

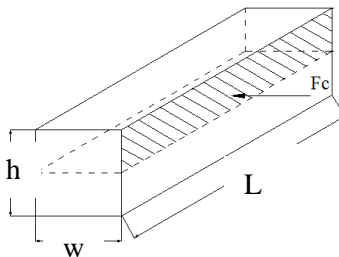
Maka :

$$F = \frac{192,0635 \text{ kgf. mm}}{0,5 \times 14 \text{ mm}}$$

$$F = \frac{192,0635 \text{ kgf. mm}}{7 \text{ mm}}$$

$$F = 27,4376 \text{ kgf} = 269,0709 \text{ N}$$

4.6.2 Tinjauan Terhadap Tegangan Kompresi



Gambar 4.20 Gaya Kompresi pada Pasak

Tegangan kompresi yang bekerja pada pasak dapat dihitung dengan menggunakan rumus :

$$\tau_c = \frac{F}{A} = \frac{2T}{0,5 W \cdot L \cdot D_p}$$

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

Dimana :

$$T_{poros} = 1883,5 \text{ Nmm} = 192,0635 \text{ kgf. mm}$$

$$W = 3,175 \text{ mm}$$

$$D_p = 14 \text{ mm}$$

$$S_{yp} = 29,5289 \text{ kgf. mm (AISI 1010 HR – lampiran 10)}$$

$$sf = 2,5$$

$$kc = 1 - 1,2$$

$$ks = 0,6 - 0,8$$

Maka :

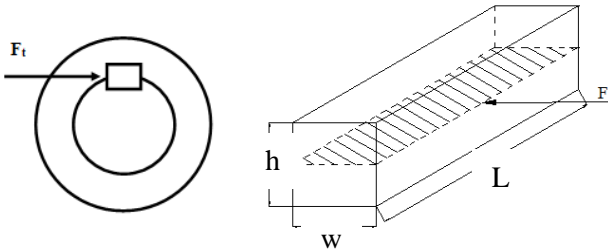
$$L \geq \frac{4 \cdot T_{poros} \cdot sf}{W \cdot D_p \cdot S_{yp} \cdot kc}$$

$$L \geq \frac{4 \cdot 192,0635 \text{ kgf. mm} \cdot 2,5}{3,175 \text{ mm} \cdot 14 \text{ mm} \cdot 29,5289 \frac{\text{kgf}}{\text{mm}^2} \cdot 1}$$

$$L \geq \frac{1920,635}{1312,5596}$$

$$L \geq 1,4633 \text{ mm}$$

4.6.3 Tinjauan Terhadap Tegangan Geser



Gambar 4.21 Gaya geser pada pasak

Gaya tangensial yang bekerja pada pasak menyebabkan tegangan geser. Adapun tegangan geser yang bekerja pada pasak dapat dihitung dengan menggunakan rumus :

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

$$\frac{2T}{W \cdot L \cdot D_p} \leq \frac{S_{yp}}{sf}$$

$$L \geq \frac{2 \cdot T_{poros} \cdot sf}{W \cdot D_p \cdot S_{yp}}$$

$$L \geq \frac{2 \cdot 192,0635 \text{ kgf} \cdot \text{mm} \cdot 2,5}{3,175 \text{ mm} \cdot 14 \text{ mm} \cdot 29,5289 \frac{\text{kgf}}{\text{mm}^2} \cdot 0,6}$$

$$L \geq \frac{960,3175}{787,5357}$$

$$L \geq 1,2194 \text{ mm}$$

4.7 Analisa Perhitungan Bearing

Dari analisa dan perhitungan pada bagian sebelumnya diperoleh data-data sebagai berikut :

1. Diameter Poros (D_p) : 17 mm
2. F dititik A $A_x = 3,3519 \text{ N} = 0,34179 \text{ kgf} = 0,7535 \text{ lb}$
 $A_y = 166,3019 \text{ N} = 16,9581 \text{ kgf} =$
 $37,3862 \text{ lb}$
3. F dititik B $B_x = 1,3567 \text{ N} = 0,13834 \text{ kgf} = 0,3049 \text{ lb}$
 $B_y = 52,8044 \text{ N} = 5,3845 \text{ kgf} =$
 $11,8709 \text{ lb}$

4.7.1 Bantalan A

4.7.1.1 Gaya Radial pada Bantalan A

Gaya radial pada bantalan A dapat dihitung dengan rumus:

$$F_{rA} = \sqrt{(A_x)^2 + (A_y)^2}$$

$$F_{rA} = \sqrt{(0,8129 \text{ lb})^2 + (39,0709 \text{ lb})^2}$$

$$F_{rA} = \sqrt{0,6608 + 1526,5352}$$

$$F_{rA} = \sqrt{1527,196}$$

$$F_{rA} = 39,0794 \text{ lb} = 173,8252 \text{ N}$$

4.7.1.2 Perhitungan Beban Equivalent Pada Bantalan A

Untuk mengetahui beban eqivalen dapat diketahui melalui persamaan :

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

Diketahui :

$C_o = 1470$ (lihat pada tabel lampiran 11)

$F_a = 0$ lbf (karena tidak menerima beban aksial)

$F_r = 37,3938$ lbf (beban radial)

$V_1 = 1$ (ring dalam yang berputar)

$V_2 = 1,2$ (ring luar yang berputar)

Cara memilih harga X dan Y dapat dilakukan dengan langkah-langkah sebagai berikut :

$$1. \frac{i \cdot F_a}{C_o} = \frac{0}{1470} = 0$$

Maka nilai $e = 0$

$$2. \frac{F_a}{V \cdot F_r} = \frac{0}{1 \cdot 37,3938} = 0$$

$$3. \frac{F_a}{V \cdot F_r} = e ; \text{ maka } X = 1 \text{ dan } Y = 0$$

Sehingga :

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

$$P_a = 1 \cdot 1 \cdot 39,0794 \text{ lbf} + 0$$

$$P_a = 39,0794 \text{ lbf}$$

4.7.1.3 Menghitung Umur Bantalan A

Untuk mengetahui berapa umur bantalan yang nantinya diganti baru, maka umur bantalan dapat diperkirakan menggunakan rumus sebagai berikut :

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

Dimana :

C

$= 2340$ lbf , ball bearing (lihat tabel pada lampiran 11)

$b = 3$ (untuk ball bearing); 3,33 (untuk rolling bearing)

$n_p = 4200$ rpm (putaran poros)

$P =$ Beban ekivalen

Sehingga :

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

$$L_{10} = \frac{10^6}{60 \cdot 4200 \text{ rpm}} \left(\frac{2340 \text{ lbf}}{39,0794 \text{ lbf}} \right)^3$$

$$L_{10} = \frac{10^6}{252000} (214686,1529)$$

$$L_{10} = 851929,1782 \text{ jam}$$

4.7.2 Bantalan B

4.7.2.1 Gaya Radial pada Bantalan B

Gaya radial pada bantalan A dapat dihitung dengan rumus:

$$F_{rA} = \sqrt{(B_x)^2 + (B_y)^2}$$

$$F_{rA} = \sqrt{(0,3290 \text{ lbf})^2 + (12,5527 \text{ lbf})^2}$$

$$F_{rA} = \sqrt{0,1082 + 157,5703}$$

$$F_{rA} = \sqrt{157,6785}$$

$$F_{rA} = 12,5570 \text{ lb} = 55,8535 \text{ N}$$

4.7.2.2 Perhitungan Beban Equivalent Pada Bantalan B

Untuk mengetahui beban ekuivalen dapat diketahui melalui persamaan :

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

Diketahui :

$$C_o = 1470 \text{ (lihat pada tabel lampiran 11)}$$

$$F_a = 0 \text{ lbf (karena tidak menerima beban aksial)}$$

$$F_r = 11,8845 \text{ lbf (beban radial)}$$

$$V_1 = 1 \text{ (ring dalam yang berputar)}$$

$$V_2 = 1,2 \text{ (ring luar yang berputar)}$$

Cara memilih harga X dan Y dapat dilakukan dengan langkah-langkah sebagai berikut :

$$1. \frac{i \cdot F_a}{C_o} = \frac{0}{1470} = 0$$

Maka nilai $e = 0$

$$2. \frac{F_a}{V \cdot F_r} = \frac{0}{1 \cdot 11,8845} = 0$$

$$3. \frac{F_a}{V \cdot F_r} = e ; \text{ maka } X = 1 \text{ dan } Y = 0$$

Sehingga :

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

$$P_a = 1 \cdot 1 \cdot 12,5570 \text{ lbf} + 0 \cdot 11,8709 \text{ lbf}$$

$$P_a = 12,5570 \text{ lbf} + 0 \text{ lbf}$$

$$P_a = 12,5570 \text{ lbf}$$

4.7.2.3 Menghitung Umur Bantalan B

Untuk mengetahui berapa umur bantalan yang nantinya diganti baru, maka umur bantalan dapat diperkirakan menggunakan rumus sebagai berikut :

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

Dimana :

C

= 2340 lbf, ball bearing (lihat tabel pada lampiran 11)

$b = 3$ (untuk ball bearing); 3,33 (untuk rolling bearing)

$n_p = 4200 \text{ rpm}$ (putaran poros)

$P = \text{Beban ekivalen}$

Sehingga :

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

$$L_{10} = \frac{10^6}{60 \cdot 4200 \text{ rpm}} \left(\frac{2340 \text{ lbf}}{12,5570 \text{ lbf}} \right)^3$$

$$L_{10} = \frac{10^6}{252000} (6471271,034)$$

$$L_{10} = 25679646 \text{ jam}$$

LAMPIRAN 1. (Tabel Konversi)

1014

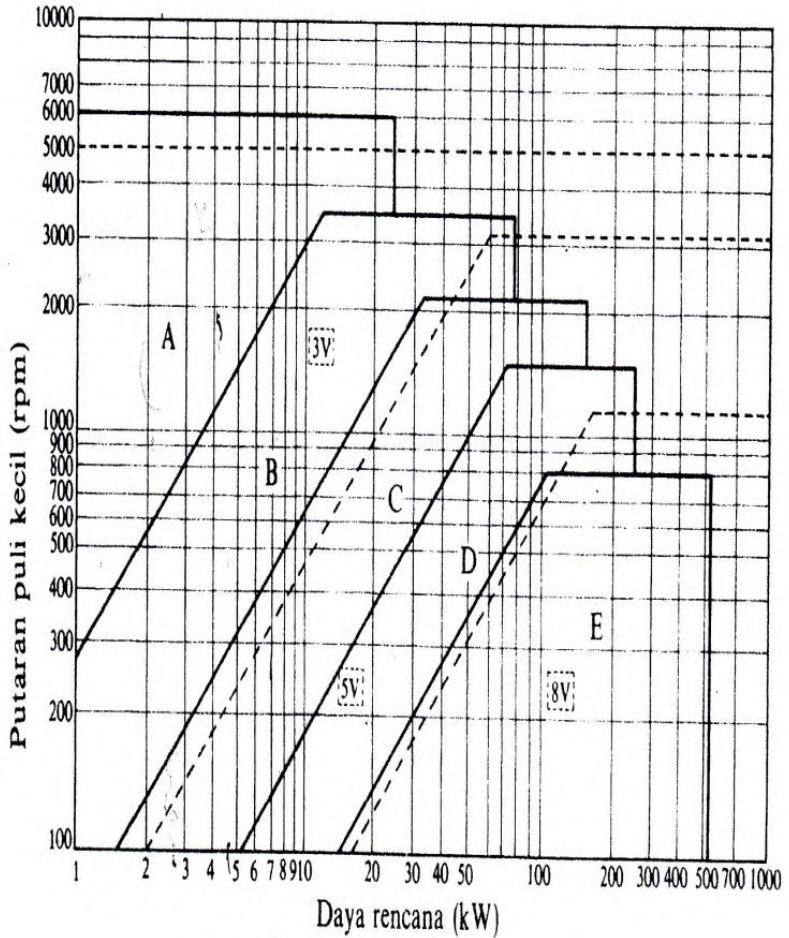
MACHINE DESIGN - An Integrated Approach

Table F-1 Selected Units Conversion Factors

Note That These Conversion Factors (and Others) are Built Into the *TKSolver* Files UNITMAST and STUDENT

Multiply this	by	this	to get	this	Multiply this	by	this	to get	this
acceleration					mass moment of inertia				
in/sec ²	x	0.0254	=	m/sec ²	lb-in-sec ²	x	0.1138	=	N-m-sec ²
ft/sec ²	x	12	=	in/sec ²	moments and energy				
angles					in-lb	x	0.1138	=	N-m
radian	x	57.2958	=	deg	ft-lb	x	12	=	in-lb
area					N-m	x	8.7873	=	in-lb
in ²	x	645.16	=	mm ²	N-m	x	0.7323	=	ft-lb
ft ²	x	144	=	in ²	power				
area moment of inertia					HP	x	550	=	ft-lb/sec
in ⁴	x	416 231	=	mm ⁴	HP	x	33 000	=	ft-lb/min
in ⁴	x	4.162E-07	=	m ⁴	HP	x	6 600	=	in-lb/sec
m ⁴	x	1.0E+12	=	mm ⁴	HP	x	745.7	=	watts
m ⁴	x	1.0E+08	=	cm ⁴	N-m/sec	x	8.7873	=	in-lb/sec
ft ⁴	x	20 736	=	in ⁴	pressure and stress				
density					psi	x	6 894.8	=	Pa
lb/in ³	x	27.6805	=	g/cc	psi	x	6.895E-3	=	MPa
g/cc	x	0.001	=	g/mm ³	psi	x	144	=	psf
lb/ft ³	x	1 728	=	lb/in ³	kpsi	x	1 000	=	psi
kg/m ³	x	1.0E-06	=	g/mm ³	N/m ²	x	1	=	Pa
force					N/mm ²	x	1	=	MPa
lb	x	4.448	=	N	spring rate				
N	x	1.0E+05	=	dyne	lb/in	x	175.126	=	N/m
ton (short)	x	2 000	=	lb	lb/ft	x	0.08333	=	lb/in
length					stress intensity				
in	x	25.4	=	mm	MPa-m ^{0.5}	x	0.909	=	ksi-in ^{0.5}
ft	x	12	=	in	velocity				
mass					in/sec	x	0.0254	=	m/sec
blob	x	386.4	=	lb	ft/sec	x	12	=	in/sec
slug	x	32.2	=	lb	rad/sec	x	9.5493	=	rpm
blob	x	12	=	slug	volume				
kg	x	2.205	=	lb	in ³	x	16 387.2	=	mm ³
kg	x	9.8083	=	N	ft ³	x	1 728	=	in ³
kg	x	1 000	=	g	cm ³	x	0.061023	=	in ³
					m ³	x	1.0E+9	=	mm ³

LAMPIRAN 2. (Diagram Pemilihan sabuk -V)
 (Suhariyanto; Elemen Mesin II. Hal 97)



Gbr. 5.3 Diagram pemilihan sabuk-V.

LAMPIRAN 3. (Panjang sabuk V standar)

(Sularso; Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin ; Hal 168)

Tabel 5.3 (b) Panjang sabuk-V standar.

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

LAMPIRAN 4. (Tabel Koefisien Gesek (F) antara belt dan pulley)

(Suhariyanto; *Elemen Mesin II, Hal*

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)

LAMPIRAN 5 . (Dimensi V-belt)*(Suhariyanto;Elemen Mesin II. Hal 89)*

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

LAMPIRAN 6. (Tabel Tipe dan Dimensi V-belt)

Dobrovolsky1985:216

Tabel 3-4 Tipe dan dimensi dari V-belt

Cross-section of V-belt	(Ukuran untuk Gambar 3.9a)						
	O	A	B	C	D	E	F
Cross-section area (A) in cm ²	0.5	0.8	1.4	2.3	4.8	7.0	11.7
In conform	500*	500*	630*	1.800	3.150	4.500	6.300
ility with the standard design of inner* length of belt in mm							
min							
max	2.500	4.000	6.300	9.000	11.000	14.000	1.120*
Difference between design and inner length of belt in mm	25	33	40	55	76	95	120
Minimum allowable design diameters of pules in mm	63	90	125	200	315	500	800
Constans in formula (3-25)							
a	23	25	28	30	32	32	32
w	100	120	180	215	280	350	440
Maximum recommended velocity v max in m/sec	25	25	25	25	30	30	30
Design width of belt a _d in mm	8.5	11	14	19	27	32	42
Rated size of pule grooves (Fig.3-10)*							
e	10	12.5	16	21	28.5	34	43
c	2.5	3.5	5	6	8.5	10	12.5
t	12	16	20	26	37.5	44.5	58
s	8	10	12.5	17	24	29	38
β°	34-40				36-40		38-40

LAMPIRAN 7. (Faktor kecepatan dan faktor sudut)

(Suhariyanto; Elemen Mesin II. Hal 88)

Tabel 3-7. Faktor kecepatan (C_v)

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

(Sumber : Dobrovolsky, 1985: 236)

Table 3-8 faktor sudut kontak C_a

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

(Sumber : Dobrovolsky, 1985: 237)

LAMPIRAN 8. Dimensi dan Bahan untuk Belt
 (Suhariyanto; Elemen Mesin II. Hal 82)

Tabel (3-2). Dimensi dan bahan untuk Belt

	Leather	Rubber canvas	Solid-woven cotton	Woven woolen	Interstitched rubber	Woven semi-linen
Width b in mm	20-300	20-500	30-250	50-300	20-137	15-53
Thickness h in mm	Single 3-5.5 Double 7.5-10	2.5-13.5	4.5-6.5-8.5	6-9-11	1.75-2.5-3.3	1.75
UTS in kg/cm^2	200	4-10 (without layers), 370 (with layers)	350-405	300	300	500
Max elongation	10% at 100 kg/cm^2	18% at rupture	20-25% at rupture	60% at rupture	16% at rupture	10% at rupture
Ratio D_{min}/h recommended	35	40	30-40	30	40	30
Allowable	25	30	25-35	25	30	25
Recommended max velocity in m/sec	40	20-30	25	30	50	50
Specific weight in kg/dm^3	0.98	1.25-1.50	0.75-1.05	0.90-1.24	≈ 1.2	≈ 1.0
Constanta a	29	25	21	18	23	21
w (formula 3-25)	300	100	150	150	200	150
Modulus of Elastisitas, E_b in kg/cm^2	1.000-1.500	800-1.200	300-600	-	1.000-1.200	-

Sumber : (Dobrovolsky, 1985: 214)

LAMPIRAN 9 (Bahan Poros dan Nilai Kekuatan Tarik)
(Sularso, Kiyokatsu Suga; 1994.Hal 192)

Tabel 1.5 Standar baja.

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

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

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

LAMPIRAN 10. Tabel Kontruksi Baja
(Deutschman; Machine Design ; Hal.870-871)

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

AISI Type	Condition	Tensile Strength, ksi	Yield Strength, ksi	Elongat. in 2 in., %	Reduction in Area, %	Hardness, BHN	Machinability (Based on 1112 = 100)
1010	HR	64	42	28	67	107	45
	CD	78	68	16	63	129	55
	CDA	64	48	28	65	131	55
1020	HR	65	43	36	59	143	50
	CD	78	66	20	55	156	65
	A	57	52	37	66	111	90
1030	N	64	50	36	68	131	75
	HR & turned	72	44	31	63	140	—
	CD	84	76	16	57	177	65
1040	A	67	50	31	58	126	—
	N	76	51	32	61	149	—
	HR	91	58	27	50	201	63
1045	CD	100	88	17	42	207	65
	A	75	51	30	57	149	—
	N	85	50	28	55	170	60
1050	HR	98	59	24	45	212	56
	CD	103	90	14	40	217	60
	A	90	55	27	54	174	60
1095	N	99	61	25	49	207	—
	HR	105	67	15	—	—	—
	CD	114	104	9	—	—	54
1118	A	92	43	24	40	187	—
	N	109	62	20	39	217	—
	HR	142	83	18	38	295	—
2330	A	95	38	13	21	192	—
	N	147	73	10	14	293	—
	HR	75	50	35	55	140	—
3140	CD	85	75	25	55	170	80
	A	65	41	35	67	131	80
	N	69	46	34	66	143	80
4130	CD	105	90	20	50	212	50
	A	86	61	28	58	179	50
	N	100	68	26	56	207	—
4130	CD	107	92	17	50	212	55
	A	100	61	25	51	197	55
	N	129	87	20	58	262	—
4130	HRA	86	56	29	57	183	65
	CDA	98	87	21	52	201	70
	N	97	63	26	60	197	50

Table A-2 (continued)

AISI Type	Condition	Tensile Strength, ksi	Yield Strength, ksi	Elongat. in 2 in., %	Reduction in Area, %	Hardness, BHN	Machinability (Based on 1112 = 100)
4140	HRA	90	63	27	58	187	57
	CDA	102	90	18	50	223	66
	N	148	95	18	47	302	—
4340	HRA	101	69	21	45	207	45
	CDA	110	99	16	42	223	50
	N	185	126	11	41	363	—
4620	HR	85	63	28	64	183	58
	CD	101	85	22	60	207	64
	A	74	54	31	60	149	55
	N	83	53	29	67	174	—
4640	CDA	117	95	15	43	235	55
	A	98	63	24	51	179	55
	N	123	87	19	51	248	—
5120	CD	92	77	20	55	187	65
	CDA	87	70	23	60	179	65
5140	CDA	105	88	18	52	212	60
52100	HRA	100	81	25	57	192	45
	HRN	185	139	13	20	363	—
6150	CDA	111	95	14	44	223	45
	N	136	89	22	61	269	—
	HR	89	65	25	63	192	60
8620	CD	102	85	22	58	212	63
	A	78	56	31	62	149	—
	N	92	52	26	60	183	—

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

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

LAMPIRAN 11. Dimensi Standart Roll Bearing Dan Gaya Dinamis Bearing

(Suhariyanto, Elemen Mesin II; Hal. Lampiran IV)

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

Bearing Bore, d mm	Outside Dia. D mm	Max Fillet Radius in	Dimension Series 03															
			Width		Self-aligning Ball Bearing		Single Row Deep Groove Ball Bearing		Angular Contact Sleep angle Ball Bearing		Cylindrical Roller Bearing		Spherical Roller Bearing					
			B mm	Co	C	Co	C	Co	C	Co	C	Co	C					
4	16	0,012	5															
5	19	0,012	6															
6																		
7																		
8																		
9																		
10	35	0,024	11					845	1400									
12	37	0,039	12				530	1630	1040	1680								
15	42	0,039	13				590	1650	1220	1960								
17	47	0,039	14				820	2170	1470	2340								
20	52	0,039	15				900	2150	1750	2750								
25	62	0,039	17				1350	3110	2390	3660								
30	72	0,039	19				1740	3700	3340	4850								
35	80	0,059	21				2210	4350	4020	5750								
40	90	0,059	23				2740	5110	5020	7040								
45	100	0,059	25				3580	6600	6730	9120								
50	110	0,079	27				3930	7510	8010	10700								

Sumber : Deutchman, 1975

Lampiran IV : Beban Equivalen Bearing

Factor X and Y for Ball and Roller Bearings

Contact anguler α , deg	(i.Fa/Co)	Single-Row Bearing		Double-Row Bearing				e
		(Fa/V.Fr) > e		(Fa/V.Fr) < e		(Fa/V.Fr) > e		
		X	Y	X	Y	X	Y	
Radial Contact Ball Bearing								
	0,014	0,56	2,30	1	0	0,56	2,30	0,19
	0,028		1,99				1,99	0,22
	0,056		1,71				1,71	0,26
	0,084		1,55				1,55	0,28
	0,110		1,45				1,45	0,30
	0,170		1,31				1,31	0,34
	0,280		1,15				1,15	0,38
	0,420		1,04				1,04	0,42
	0,560		1,00				1,00	0,44
Anguler Contact Ball Bearing								
5	0,014	0,56	2,30	Use X,Y and e evaluates applicable to single- row radial contact bearing	0,78	2,78	3,74	0,23
	0,028		1,99			2,40	3,23	0,26
	0,056		1,71			2,07	2,78	0,30
	0,085		1,55			1,87	2,52	0,34
	0,110		1,45			1,75	2,36	0,36
	0,170		1,31			1,58	2,13	0,40
	0,280		1,15			1,39	1,87	0,45
	0,420		1,04			1,26	1,69	0,50
	0,560		1,00			1,21	1,63	0,52
10	0,014	0,46	1,88	1,0	0,75	2,18	2,30	0,19
	0,029		1,71			1,98	1,99	0,22
	0,057		1,52			1,76	1,71	0,26
	0,086		1,41			1,63	1,55	0,28
	0,110		1,34			1,55	1,45	0,30
	0,170		1,23			1,42	1,31	0,34
	0,290		1,10			1,27	1,15	0,38
	0,430		1,01			1,17	1,04	0,42
	0,570		1,00			1,16	1,00	0,44

Catatan :

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

Sumber : Deutchman, 1975

LAMPIRAN 12. Jenis Beban Ball Bearing

(Suhariyanto; Elemen Mesin II; Hal.18)

Type Of Service	Multiply Calculated Load by Following Factors	
	Ball Bearing	Roller Bearing
Uniform and steady load	1,0	1,0
Light shock load	1,5	1,0
Moderate shock load	2.0	1,3
Heavy shock load	2,5	1,7
Extreme and indeterminate shock load	3,0	2,0

**LAMPIRAN 13. Perhitungan Momen Bending Poros
Tinjauan Vertikal**

Potongan 1		
A	X	Hasil
-108.0451	0	0
-108.0451	1	-108.0451
-108.0451	2	-216.0902
-108.0451	3	-324.1353
-108.0451	4	-432.1804
-108.0451	5	-540.2255
-108.0451	6	-648.2706
-108.0451	7	-756.3157
-108.0451	8	-864.3608
-108.0451	9	-972.4059
-108.0451	10	-1080.451
-108.0451	11	-1188.4961
-108.0451	12	-1296.5412
-108.0451	13	-1404.5863

-108.0451	14	-1512.6314
-108.0451	15	-1620.6765
-108.0451	16	-1728.7216
-108.0451	17	-1836.7667
-108.0451	18	-1944.8118
-108.0451	19	-2052.8569
-108.0451	20	-2160.902
-108.0451	21	-2268.9471
-108.0451	22	-2376.9922
-108.0451	23	-2485.0373
-108.0451	24	-2593.0824
-108.0451	25	-2701.1275
-108.0451	26	-2809.1726
-108.0451	27	-2917.2177
-108.0451	28	-3025.2628
-108.0451	29	-3133.3079
-108.0451	30	-3241.353

-108.0451	31	-3349.3981
-108.0451	32	-3457.4432
-108.0451	33	-3565.4883
-108.0451	34	-3673.5334

Potongan 2			
A	B	X	Hasil
-3673.5334	65.7424	0	-3673.5334
-3673.5334	65.7424	1	-3607.791
-3673.5334	65.7424	2	-3542.0486
-3673.5334	65.7424	3	-3476.3062
-3673.5334	65.7424	4	-3410.5638
-3673.5334	65.7424	5	-3344.8214
-3673.5334	65.7424	6	-3279.079
-3673.5334	65.7424	7	-3213.3366
-3673.5334	65.7424	8	-3147.5942

-3673.5334	65.7424	9	-3081.8518
-3673.5334	65.7424	10	-3016.1094
-3673.5334	65.7424	11	-2950.367
-3673.5334	65.7424	12	-2884.6246
-3673.5334	65.7424	13	-2818.8822
-3673.5334	65.7424	14	-2753.1398
-3673.5334	65.7424	15	-2687.3974
-3673.5334	65.7424	16	-2621.655
-3673.5334	65.7424	17	-2555.9126
-3673.5334	65.7424	18	-2490.1702
-3673.5334	65.7424	19	-2424.4278
-3673.5334	65.7424	20	-2358.6854
-3673.5334	65.7424	21	-2292.943
-3673.5334	65.7424	22	-2227.2006
-3673.5334	65.7424	23	-2161.4582
-3673.5334	65.7424	24	-2095.7158
-3673.5334	65.7424	25	-2029.9734

-3673.5334	65.7424	26	-1964.231
-3673.5334	65.7424	27	-1898.4886
-3673.5334	65.7424	28	-1832.7462
-3673.5334	65.7424	29	-1767.0038
-3673.5334	65.7424	30	-1701.2614
-3673.5334	65.7424	31	-1635.519
-3673.5334	65.7424	32	-1569.7766
-3673.5334	65.7424	33	-1504.0342
-3673.5334	65.7424	34	-1438.2918
-3673.5334	65.7424	35	-1372.5494
-3673.5334	65.7424	36	-1306.807
-3673.5334	65.7424	37	-1241.0646
-3673.5334	65.7424	38	-1175.3222
-3673.5334	65.7424	39	-1109.5798
-3673.5334	65.7424	40	-1043.8374
-3673.5334	65.7424	41	-978.095
-3673.5334	65.7424	42	-912.3526

-3673.5334	65.7424	43	-846.6102
-3673.5334	65.7424	44	-780.8678
-3673.5334	65.7424	45	-715.1254
-3673.5334	65.7424	46	-649.383
-3673.5334	65.7424	47	-583.6406
-3673.5334	65.7424	48	-517.8982
-3673.5334	65.7424	49	-452.1558
-3673.5334	65.7424	50	-386.4134

Potongan 3			
A	B	X	Hasil
-386.4134	9.904	0	-386.4134
-386.4134	9.904	1	-376.5094
-386.4134	9.904	2	-366.6054
-386.4134	9.904	3	-356.7014
-386.4134	9.904	4	-346.7974
-386.4134	9.904	5	-336.8934

-386.4134	9.904	6	-326.9894
-386.4134	9.904	7	-317.0854
-386.4134	9.904	8	-307.1814
-386.4134	9.904	9	-297.2774
-386.4134	9.904	10	-287.3734
-386.4134	9.904	11	-277.4694
-386.4134	9.904	12	-267.5654
-386.4134	9.904	13	-257.6614
-386.4134	9.904	14	-247.7574
-386.4134	9.904	15	-237.8534
-386.4134	9.904	16	-227.9494
-386.4134	9.904	17	-218.0454
-386.4134	9.904	18	-208.1414
-386.4134	9.904	19	-198.2374
-386.4134	9.904	20	-188.3334
-386.4134	9.904	21	-178.4294
-386.4134	9.904	22	-168.5254

-386.4134	9.904	23	-158.6214
-386.4134	9.904	24	-148.7174
-386.4134	9.904	25	-138.8134
-386.4134	9.904	26	-128.9094
-386.4134	9.904	27	-119.0054
-386.4134	9.904	28	-109.1014
-386.4134	9.904	29	-99.1974
-386.4134	9.904	30	-89.2934
-386.4134	9.904	31	-79.3894
-386.4134	9.904	32	-69.4854
-386.4134	9.904	33	-59.5814
-386.4134	9.904	34	-49.6774
-386.4134	9.904	35	-39.7734
-386.4134	9.904	36	-29.8694
-386.4134	9.904	37	-19.9654
-386.4134	9.904	38	-10.0614
-386.4134	9.904	39	-0.1574

Tinjauan Horizontal

Potongan 1		
A	X	Hasil
-2.1523	0	0
-2.1523	1	-2.1523
-2.1523	2	-4.3046
-2.1523	3	-6.4569
-2.1523	4	-8.6092
-2.1523	5	-10.7615
-2.1523	6	-12.9138
-2.1523	7	-15.0661
-2.1523	8	-17.2184
-2.1523	9	-19.3707
-2.1523	10	-21.523
-2.1523	11	-23.6753
-2.1523	12	-25.8276
-2.1523	13	-27.9799

-2.1523	14	-30.1322
-2.1523	15	-32.2845
-2.1523	16	-34.4368
-2.1523	17	-36.5891
-2.1523	18	-38.7414
-2.1523	19	-40.8937
-2.1523	20	-43.046
-2.1523	21	-45.1983
-2.1523	22	-47.3506
-2.1523	23	-49.5029
-2.1523	24	-51.6552
-2.1523	25	-53.8075
-2.1523	26	-55.9598
-2.1523	27	-58.1121
-2.1523	28	-60.2644
-2.1523	29	-62.4167
-2.1523	30	-64.569

-2.1523	31	-66.7213
-2.1523	32	-68.8736
-2.1523	33	-71.0259
-2.1523	34	-73.1782

Potongan 2			
A	B	X	Hasil
-73.1782	1.4636	0	-73.1782
-73.1782	1.4636	1	-71.7146
-73.1782	1.4636	2	-70.251
-73.1782	1.4636	3	-68.7874
-73.1782	1.4636	4	-67.3238
-73.1782	1.4636	5	-65.8602
-73.1782	1.4636	6	-64.3966
-73.1782	1.4636	7	-62.933
-73.1782	1.4636	8	-61.4694

-73.1782	1.4636	9	-60.0058
-73.1782	1.4636	10	-58.5422
-73.1782	1.4636	11	-57.0786
-73.1782	1.4636	12	-55.615
-73.1782	1.4636	13	-54.1514
-73.1782	1.4636	14	-52.6878
-73.1782	1.4636	15	-51.2242
-73.1782	1.4636	16	-49.7606
-73.1782	1.4636	17	-48.297
-73.1782	1.4636	18	-46.8334
-73.1782	1.4636	19	-45.3698
-73.1782	1.4636	20	-43.9062
-73.1782	1.4636	21	-42.4426
-73.1782	1.4636	22	-40.979
-73.1782	1.4636	23	-39.5154
-73.1782	1.4636	24	-38.0518
-73.1782	1.4636	25	-36.5882

-73.1782	1.4636	26	-35.1246
-73.1782	1.4636	27	-33.661
-73.1782	1.4636	28	-32.1974
-73.1782	1.4636	29	-30.7338
-73.1782	1.4636	30	-29.2702
-73.1782	1.4636	31	-27.8066
-73.1782	1.4636	32	-26.343
-73.1782	1.4636	33	-24.8794
-73.1782	1.4636	34	-23.4158
-73.1782	1.4636	35	-21.9522
-73.1782	1.4636	36	-20.4886
-73.1782	1.4636	37	-19.025
-73.1782	1.4636	38	-17.5614
-73.1782	1.4636	39	-16.0978
-73.1782	1.4636	40	-14.6342
-73.1782	1.4636	41	-13.1706
-73.1782	1.4636	42	-11.707

-73.1782	1.4636	43	-10.2434
-73.1782	1.4636	44	-8.7798
-73.1782	1.4636	45	-7.3162
-73.1782	1.4636	46	-5.8526
-73.1782	1.4636	47	-4.389
-73.1782	1.4636	48	-2.9254
-73.1782	1.4636	49	-1.4618
-73.1782	1.4636	50	0.0018




Potongan 3			
A	B	X	Hasil
0.0018	0	0	0.0018
0.0018	0	1	0.0018
0.0018	0	2	0.0018
0.0018	0	3	0.0018
0.0018	0	4	0.0018
0.0018	0	5	0.0018

0.0018	0	6	0.0018
0.0018	0	7	0.0018
0.0018	0	8	0.0018
0.0018	0	9	0.0018
0.0018	0	10	0.0018
0.0018	0	11	0.0018
0.0018	0	12	0.0018
0.0018	0	13	0.0018
0.0018	0	14	0.0018
0.0018	0	15	0.0018
0.0018	0	16	0.0018
0.0018	0	17	0.0018
0.0018	0	18	0.0018
0.0018	0	19	0.0018
0.0018	0	20	0.0018
0.0018	0	21	0.0018
0.0018	0	22	0.0018

0.0018	0	23	0.0018
0.0018	0	24	0.0018
0.0018	0	25	0.0018
0.0018	0	26	0.0018
0.0018	0	27	0.0018
0.0018	0	28	0.0018
0.0018	0	29	0.0018
0.0018	0	30	0.0018
0.0018	0	31	0.0018
0.0018	0	32	0.0018
0.0018	0	33	0.0018
0.0018	0	34	0.0018
0.0018	0	35	0.0018
0.0018	0	36	0.0018
0.0018	0	37	0.0018
0.0018	0	38	0.0018
0.0018	0	39	0.0018

LAMPIRAN 14. Hasil Pengujian Panas pada Tepung Cangkang Telur

Kapasitas cangkang telur sebesar 3 kg/ jam.

Foto	Waktu	Temperatur	Keterangan
	5 menit	150°	Warna coklat muda Selaput masih banyak
	10 menit	150°	Warna lebih coklat Selaput masih ada
	15 menit	150°	Warna coklat Selaput hamper hilang seluruhnya

LAMPIRAN 15. Standard Operational Prosedur

Standart Operating Procedure (SOP) Mesin Pengolah Limbah Cangkang Telur Menjadi Tepung untuk Bahan *Water Soluble Calcium*

PETUNJUK KEAMANAN

1. Ikuti semua petunjuk penggunaan dan petunjuk perawatan
2. Jangan menyalakan mesin ketika tutup penggiling belum terpasang rapat
3. Berat cangkang telur untuk sekali proses penggilingan adalah 50 gram. Jangan memasukkan cangkang telur melebihi kapasitas yang diijinkan secara bersamaan sekaligus. Masukkan sedikit demi sedikit apabila cangkang telur yang digiling lebih dari 50 gram
4. Jangan menyentuh wadah penampung ketika sedang dalam proses pemanasan dan pengadukan

CARA PENGGUNAAN

1. Siapkan cangkang telur yang akan diolah.
2. Tutup penggiling dan wadah penampung hingga rapat.
3. Hubungkan steker pada stop kontak untuk mengalirkan listrik pada mesin Pengolah Limbah Cangkang Telur sehingga mesin dalam keadaan *standby* yang ditunjukkan dengan lampu indicator menyala.
4. Lepaskan tombol emergency.

5. Tekan tombol “on” motor 1 pada panel untuk menyalakan penggiling.
6. Remukkan cangkang telur menggunakan tangan, lalu masukkan ke penggiling melalui *hopper* penggiling sedikit demi sedikit (berat max. 50 gram untuk sekali proses memasukkan).
7. Setelah proses menggiling selesai, tekan tombol “off” motor 1 pada panel, lalu tekan tombol “on” motor 2 pada panel serta atur suhu pada temperatur 150 °C.
8. Setelah cangkang dipanaskan selama 20 menit, tekan tombol “off” motor 2 dan heater pada panel, serta tekan tombol *emergency*.
9. Buka penutup wadah penampung, tarik pengaduk beserta tutup ke atas, lalu gulingkan wadah penampung untuk mengeluarkan cangkang telur yang telah dipanaskan menggunakan *handle*.

PETUNJUK KEAMANAN

1. Bersihkan saringan pada penggiling setelah alat selesai digunakan untuk mencegah lubang saringan tersumbat, dengan cara membuka tutup penggiing. Lalu tarik saringan keluar.
2. Bersihkan wadah penampung dari cangkang telur agar tidak mengendap pada saat proses pemanasan berikutnya.
3. Lumasi rantai pada motor pengaduk jika mulai kering
4. Jangan mengoperasikan mesin melebihi kapasitas yang ditentukan.

SPESIFIKASI MESIN

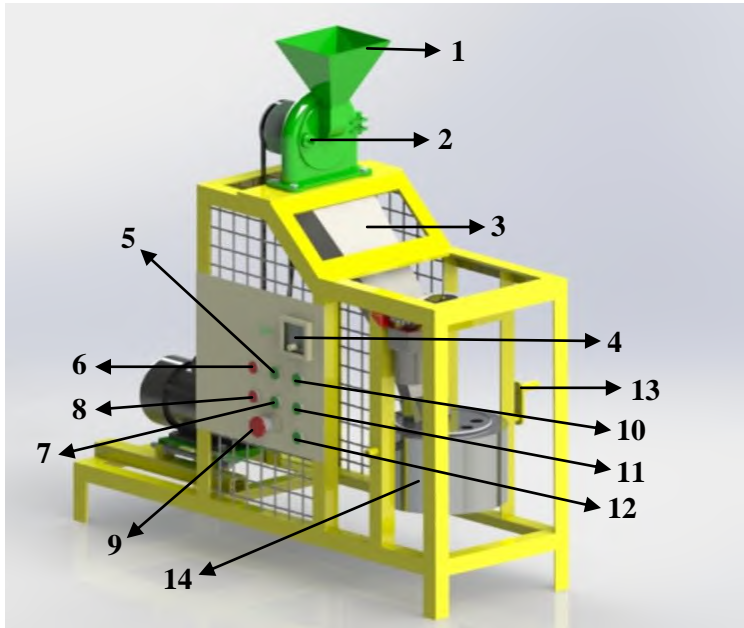
Kapasitas

Kapasita mesin keseluruhan	: 3 Kg/jam
Penggiling	: 50 gr per 1x proses
Pemanas	: 1,5 Kg

Motor

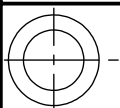
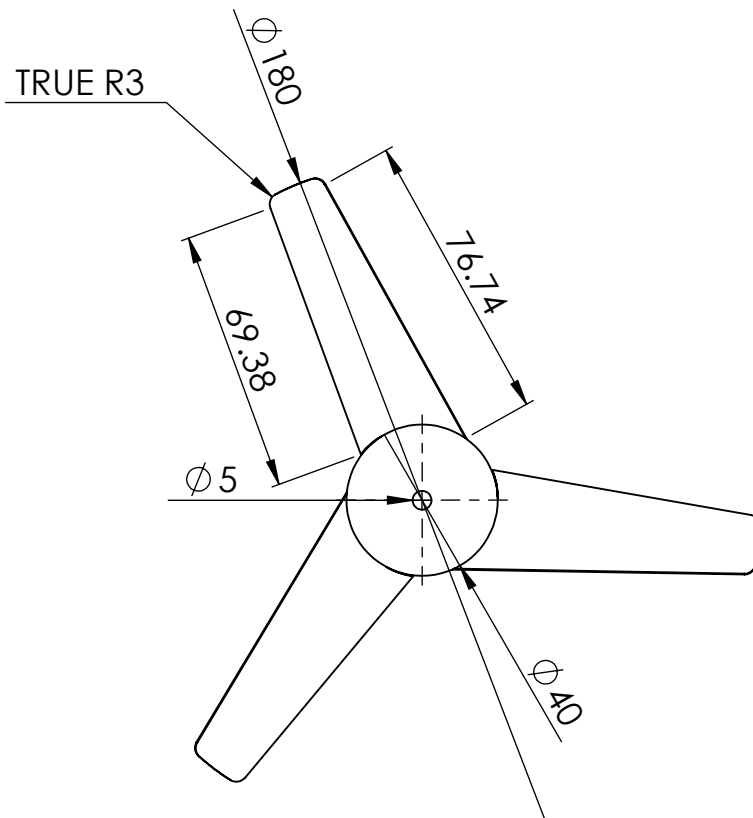
Motor Penggiling	: Motor AC 0,75 hp 2800 rpm
Motor Pengaduk	: Motor DC 24 Volt

Heater : 300 Watt



KETERANGAN

- | | |
|-------------------------------|-----------------------------|
| 1. Hopper penggiling | 8. Tombol “off” pengaduk |
| 2. Pengunci gilingan | 9. Tombol <i>emergency</i> |
| 3. Kain <i>dust collector</i> | 10. Lampu indicator motor 1 |
| 4. Pengatur suhu | 11. Lampu indicator motor 2 |
| 5. Tombol “on” penggiling | 12. Lampu <i>standby</i> |
| 6. Tombol “off” penggiling | 13. <i>Handle</i> penampung |
| 7. Tombol “on” pengaduk | 14. Wadah penampung |



Skala: 1:5

Satuan: mm

Tanggal: 29-6-2016

Nama: Lola F. & Redhian Y.P

NRP: 2113039014 & 2113039038

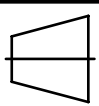
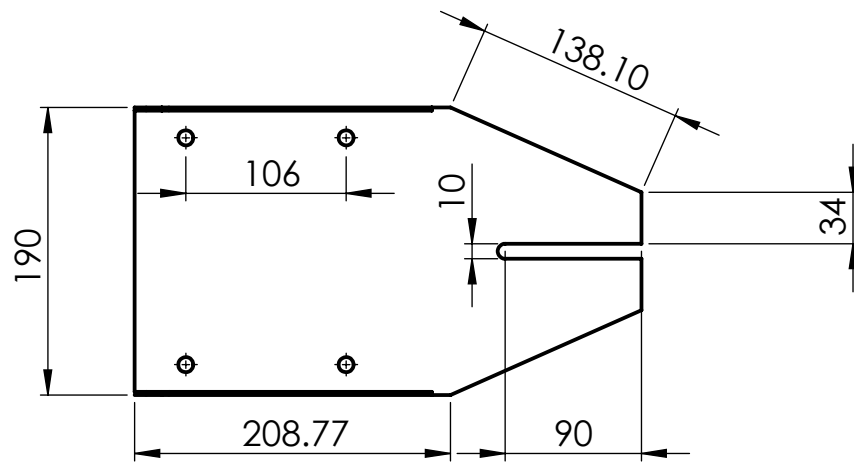
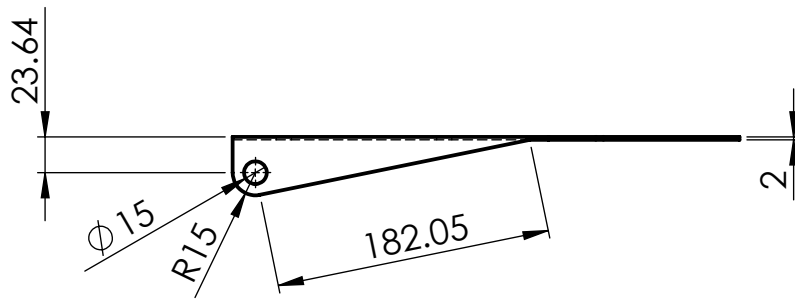
Dilihat: Ir. Budi Luwar S, M.T

PERINGATAN

D3 TEKNIK MESIN PRODUKSI
ITS-DISNAKER

DUDUKAN MOTOR
PENGGIKING

A4



Skala: 1:5

Satuan: mm

Tanggal: 29-6-2016

Nama: Lola F. & Redhian Y.P.

NRP: 2113039014 & 2113039038

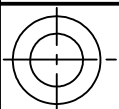
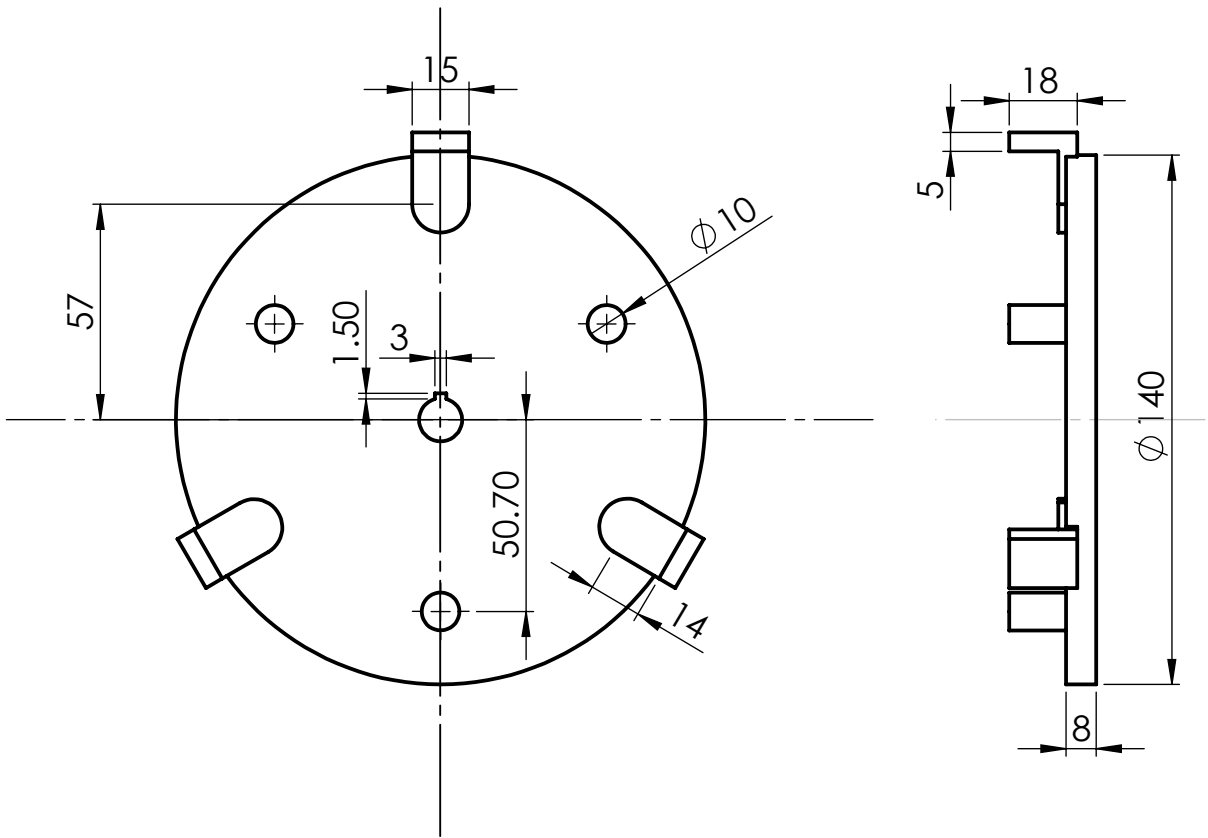
Dilihat: Ir. Budi Luwar S, MT.

PERINGATAN

D3 TEKNIK MESIN PRODUKSI
ITS-DISNAKER

DUDUKAN MOTOR

A4



Skala: 1:2

Satuan: mm

Tanggal: 29-6-2016

Nama: Lola F. & Redhian Y. P.

NRP: 2113039014 & 2113039038

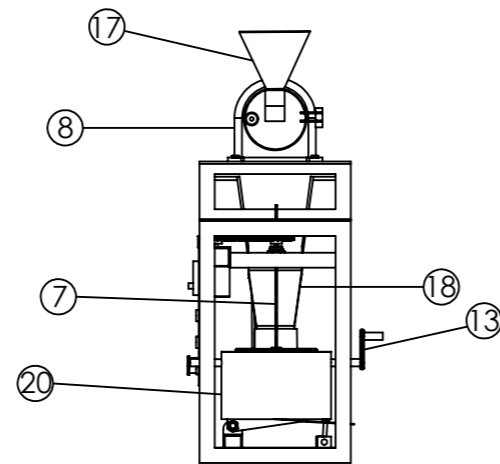
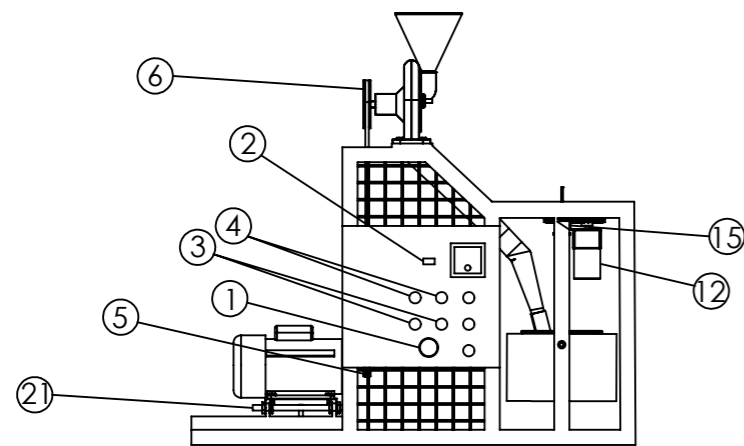
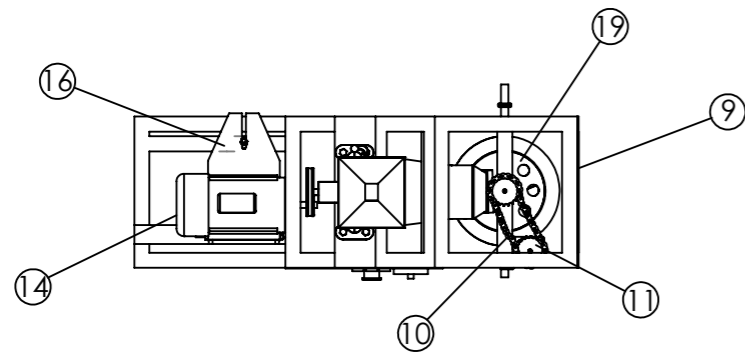
Dilihat: Ir. Budi Luwar S, MT.

PERINGATAN

D3 TEKNIK MESIN PRODUKSI
ITS-DISNAKER

PIRINGAN

A4



21	1	Stud M19			
20	1	Wadah penampung			
19	1	Tutup penampung			
18	1	Hopper pengaduk			
17	1	Hopper penggiling			
16	1	Dudukan motor 1			
15	1	Dudukan motor 2			
14	1	Motor penggiling			
13	1	Handle			
12	1	Motor pengaduk			
11	2	Sprocket			
10	1	Chain			
9	1	Rangka			
8	1	Penggiling			
7	1	Poros pengaduk			
6	1	Pulley 4 inch			
5	1	Pulley 7 inch			
4	1	Tombol on/off motor 1			
3	1	Tombol on/off motor 2			
2	1	Tombol pemanas			
1	1	Tombol emergency			

NO.	JUMLAH	NAMA	BAHAN	NORMALISASI	KETERANGAN
		Skala: 1:5	Nama: Lola F. & Redhian Y.P	PERINGATAN	
		Satuan: mm	NRP: 2113039014 & 2113039038		
		Tanggal: 29-6-2016	Dilihat: Ir. Budi Luwar S, M.T		
D3 TEKNIK MESIN PRODUKSI ITS-DISNAKER			MESIN PENGOLAH CANGKANG TELUR		A3

BAB V

PENUTUP

5.1 Kesimpulan

Dari perhitungan dan perencanaan pada “Mesin Pengolah Limbah Cangkang Telur Menjadi Tepung untuk Bahan *Water Soluble Calcium*”, diperoleh kesimpulan sebagai berikut:

1. Desain mesin penghancur limbah cangkang telur menggunakan 6 pin penghancur dan memiliki gaya maksimum sebesar 49,05 N.
2. Daya yang digunakan adalah motor listrik dengan daya 0,75 HP dan putaran maksimum motor 2800 rpm. Sistem transmisi yang digunakan adalah :
 - a. *Belt* datar dan *pulley*
Pada poros motor terpasang *pulley* dengan diameter 152,4 mm, pada poros yang terhubung dengan penghancur terpasang *pulley* dengan diameter 101,6 mm. Kedua *pulley* dihubungkan dengan *belt* tipe V-belt A-70
 - b. Poros
Poros yang digunakan untuk tumpuan pulley dari bahan AISI 1045 dengan diameter 14 mm.
 - c. *Bearing*
Tipe bearing yang digunakan pada poros adalah tipe single row ball bearing dengan diameter dalam poros 17 mm
 - d. Pasak
Pasak yang digunakan adalah pasak *square* dengan dimensi W x H x L (3,175 x 3,175 x 10) mm

5.2 Saran

1. Disarankan untuk menggunakan mesin ini dilakukan proses awalan pada cangkang telur yakni peremukan cangkang telur agar tidak menghambat pada saat proses.
2. Perancangan tambahan untuk memisahkan butiran cangkang telur yang halus & kasar dengan mekanisme siklun.
3. Melakukan perhitungan slip pada *belt* dan *pulley*.

(halaman ini sengaja dikosongkan)

DAFTAR PUSTAKA

- Deutschman, Aaron D. 1975. *Machine Design : Theory and Practice*. New York: Macmillan Publishing Co, Inc.
- Dobrovolsky, V. 1978. *Machine Elements 2nd Edition*. Moscow : Peace.
- George E. Dieter, Jr. 1961. *Mechanical Metallurgy*, McGraw-Hill Book Company. New York
- Kalpakjian, Schmid, 2009. *Manufacturing Engineering And Technology, Sixth Edition*, Addison Wesley.
- R. C. Hibbeler, 2001. *Engineering Mechanics Statics, second edition*, Prentice Hall.
- Robert L. Mott, 2009. *Elemen-Elemen Mesin Dalam Perancangan Mekanis, edisi pertama*, University Of Dayton.
- Sato, G. Takeshi, N. Sugiarto H. 2000. *Menggambar Mesin Menurut Standar ISO*, PT. Pradnya Paramita, Jakarta.
- Sularso, Kiyokatsu Suga. 1994. *Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin*, Cetakan ke 10. PT. Pradnya Paramita, Jakarta.
- William D. Callister, Jr. 2007. *Material Science and Engineering, An Introduction, 7th Edition*. John Wiley & Sons, Inc. USA

BIODATA PENULIS
Redhian Yoga Putranto
2113 039 038



Penulis lahir di Surabaya, 7 Mei 1995, merupakan anak ketiga dari tiga bersaudara. Penulis telah menempuh pendidikan di SD Muhammadiyah 15 Surabaya, SMPN 16 Surabaya dan SMAN 16 Surabaya, kemudian melanjutkan ke Institut Teknologi Sepuluh Nopember mengambil jurusan D-3 Teknik Mesin Produksi Kerjasama ITS-Disnakertansduk. Selain pendidikan formal, penulis juga mendapatkan pendidikan non formal di UPT-PK Balai Latihan Kerja Surabaya. Selama kuliah, penulis pernah mengikuti pelatihan FMD (Fisik Mental Disiplin) di puslatpur Purboyo, LKMM Pra-TD, dan tiga kali lolos pendanaan PKM dalam bidang Penerapan Teknologi pada tahun 2013, 2014, dan 2015. Penulis pernah melaksanakan On The Job Training di PT Barata Indonesia.

Email : redhian_yoga@ymail.com

BIODATA PENULIS

Lola Fitriane

2113 039 014



Penulis bernama lengkap Lola Fitriane, dilahirkan dari keluarga sederhana di Jombang, 04 Maret 1995, merupakan anak tunggal dari pasangan Bapak Pinarko dan Ibu Enny Trisnowati. Penulis bertempat tinggal di Kedurus II/30 RT 06 RW 01, Kelurahan Kedurus, Kecamatan Karang Pilang, Kota Surabaya, Jawa Timur. Pendidikan formal pertama adalah TK Dharma Wanita Surabaya, SDN Kedurus 2 Surabaya, SMPN 16 Surabaya, dan SMAN 16 Surabaya. Kemudian penulis lulus dan diterima di Jurusan D-3 Teknik Mesin Produksi Kerjasama ITS-Disnakertransduk Provinsi Jawa Timur melalui seleksi ujian masuk D-3 pada tahun 2013 dan terdaftar dengan NRP 2113039014.

Di jurusan D-3 Teknik Mesin Produksi Kerjasama ITS-Disnakertransduk ini penulis mengambil spesialisasi di program studi Manufaktur. Penulis dikenal aktif mengikuti kegiatan dikampus maupun luar kampus, diantaranya kegiatan Program Kreativitas Mahasiswa ITS serta UKM Bola Basket ITS pada tahun 2014 dan 2015. Penulis juga dikenal aktif dalam organisasi antara lain sebagai anggota aktif dan staff inti di Purna Paskibraka Indonesia Kota Surabaya serta di Forkom M3NER-ITS. Pada tahun 2015 penulis sempat merasakan magang di PT Pertamina Asset 4 Field Cepu sebagai *Maintenance* di Divisi RAM. Dan pada tahun 2016 penulis bergabung dengan PT DBL Indonesia sebagai karyawan *freelance* dibagian *Assistant Coach* DBL Academy.

Email : lolaafitriane @gmail.com