



TUGAS AKHIR – TM 145648

**RANCANG BANGUN MESIN PENIRIS MINYAK
PADA PRODUK KERIPIK DENGAN METODE
SPINNING DAN METODE VAKUM**

**ARMANDA SIRYOGIAWAN
NRP. 2114 039 007**

**ASHWIN SHOWABI
NRP. 2114 039 019**

**Dosen Pembimbing
Ir. Nur Husodo, M.Sc**

**Instruktur Pembimbing
Didik Sofyan, A.Md, ST, M.Psi**

**DEPARTEMEN D-3 TEKNIK MESIN INDUSTRI
KERJASAMA ITS – DISNAKERTRANS PROVINSI JATIM
Fakultas Vokasi
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya
2017**



TUGAS AKHIR – TM 145648

**RANCANG BANGUN MESIN PENIRIS MINYAK
PADA PRODUK KERIPIK DENGAN METODE
SPINNING DAN METODE VAKUM**

**ARMANDA SIRYOGIAWAN
NRP. 2114 039 007**

**ASHWIN SHOWABI
NRP. 2114 039 019**

**Dosen Pembimbing
Ir. Nur Husodo, M.Sc**

**Instruktur Pembimbing
Didik Sofyan, A.Md, ST, M.Psi**

**JURUSAN D-3 TEKNIK MESIN INDUSTRI
KERJASAMA ITS – DISNAKERTRANSDUK JAWA TIMUR
Fakultas Vokasi
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya
2017**



TUGAS AKHIR – TM 145648

**OIL DRAINER MACHINE ENGINEERING
ON CHIPS PRODUCTS WITH SPINNING
METHOD AND VACCUM METHOD**

**ARMANDA SIRYOGIAWAN
NRP. 2114 039 007**

**ASHWIN SHOWABI
NRP. 2114 039 019**

**Counsellor Lecturer
Ir. Nur Husodo, M.Sc**

**Counsellor Instructor
Didik Sofyan, A.Md, ST, M.Psi**

**DIPLOMA III PROGRAM STUDY DISNAKERTRANSDUK
MECHANICAL ENGINEERING DEPARTMENT**

Faculty of Vocation

Sepuluh Nopember Institute of Technology

Surabaya

2017

LEMBAR PENGESAHAN

RANCANG BANGUN MESIN PENIRIS MINYAK PADA PRODUK KERIPIK DENGAN METODE SPINNING DAN METODE VAKUM

TUGAS AKHIR

Diajukan Guna Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Ahli Madya Teknik Mesin
Pada

Bidang Study Teknik Produksi
Jurusan Diploma 3 Teknik Mesin Industri
Fakultas Vokasi
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya

Oleh:

ARMANDA SIRYOGIAWAN

NRP. 2114 039 007

ASHWIN SHOWABI

NRP. 2114 039 019

Disetujui Oleh Pembimbing Tugas Akhir:

Dosen Pembimbing Instruktur Pembimbing



Ir. Nur Husodo, MSc **Didik Sofyan, A.Md, ST, M.Psi**
NIP. 19610421 198701 1 001 NIP. 19660210 198602 1 004

SURABAYA
AGUSTUS 2017

RANCANG BANGUN MESIN PENIRIS MINYAK PADA PRODUK KERIPIK DENGAN METODE SPINNING DAN METODE VAKUM

Nama Mahasiswa : Armanda Siryogiawan
NRP : 2114039007
Nama Mahasiswa : Ashwin Showabi
NRP : 2114039019
Jurusan : D3 Teknik Mesin Industri
Kerjasama Disnakertransduk
Fakultas Vokasi
Dosen Pembimbing : Ir. Nur Husodo, M.Sc
Instruktur Pembimbing : Didik Sofyan, A.Md, ST, M.Psi

Abstrak

Selama ini, masalah yang dihadapi industri keripik terutama rempeyek adalah minyak yang terkandung pada keripik masih banyak. Sehingga untuk mendapatkan keripik dengan kadar minyak rendah dibutuhkan waktu penirisan yang lama. Oleh karena itu, perlu dirancang alat yang dapat mempersingkat waktu penirisan minyak.

Konsep pembuatan mesin peniris minyak memanfaatkan gaya sentrifugal untuk menarik keluar minyak yang terkandung pada keripik dan pompa vakum untuk membantu proses penirisan.

Dari perencanaan dan perhitungan didapatkan hasil yaitu daya motor penggerak yang digunakan 135 watt dengan putaran 500 rpm dan daya pompa vakum $\frac{1}{4}$ hp. Sabuk yang digunakan type-A-31 dengan panjang 787 mm. Dari hasil uji coba didapatkan penirisan minyak sebesar 29 gram dengan waktu 7 menit dengan kerusakan 33%. Kapasitas mesin 12kg/min

Kata Kunci : peniris minyak, gaya sentrifugal, pompa vakum.

**OIL DRAINER MACHINE ENGINEERING
ON CHIPS PRODUCTS WITH
SPINNING METHOD AND VACCUM METHOD**

Collage Student Name : Armanda Siryogiawan
NRP : 2114 039 007
Collage Student Name : Ashwin Showabi
NRP : 2114 039 019
Departement : D3 Mechanical Engineering
Disnakertransduk - ITS
Counsellor Lecturer : Ir. Nur Husodo, MSc.
Counsellor Instructor : Didik Sofyan, A.Md, S.T, M.Psi

Abstract

During this time, the problem in the faced by chips industry especially rempeyek is oil contained in chips still a lot of. So to get chips with oil level low it takes a long time of incision. Therefore, need to designed a tool that can shorten the time of draining the oil.

The concept of making this oil drainer machine utilizing the centrifugal force to draw out the oil contained in the chips and vacuum pumps to assist the process of the time draining.

From the planning and calculation obtained the result is the driving force used is 135 watts power with rotation of 500 rpm and vaccum pump $\frac{1}{4}$ hp. Belt used type-A-31 with a length of 787 mm. From the results of the experiment obtained a draining of oil by 29 grams in 7 minutes with 33% of damage. Engine capacity 12kg/min

Key Words : oil drainer, centrifugal force, and vaccum pump

KATA PENGANTAR

Alhamdulillah, segala puji bagi Allah SWT. Atas rahmat dan hidayah-Nya, laporan tugas akhir yang berjudul “*Rancang Bangun Mesin Peniris Minyak Pada Produk Kripik Dengan Metode Spinning Dan Metode Vakum*” ini dapat disusun dan diselesaikan dengan lancar.

Dalam penyusunan laporan tugas akhir ini, penulis menyadari bahwa dalam setiap proses penyusunan ini tidak berjalan dengan baik tanpa ada bimbingan, bantuan, dan kerjasama dari berbabagi pihak. Oleh karena itu, penulis mengucapkan terimah kasih kepada:

1. Bapak **Ir. Nur Husodo, MSc**, selaku dosen pembimbing tugas akhir yang telah banyak memberi pengarahan serta bimbingan untuk menyelesaikan laporan tugas akhir ini.
2. Bapak **Didik Sofyan, AMd, ST, MPsi**, selaku Instruktur Pembimbing yang telah memberikan bimbingan serta arahan dalam pembuatan mesin.
3. Bapak **Ir. Suhariyanto, MT**, selaku koordinator Tugas Akhir.
4. Bapak **Dr. Ir. Heru Mirmanto, MT**, selaku Ketua Jurusan D3 Teknik Mesin Industri
5. Bapak **Jiwo Mulyono, SPd**, selaku kordinator kejuruan mesin logam UPT-PK Surabaya
6. Bapak Dosen Tim Penguji, yang telah banyak memberikan masukan dan saran demi kesempurnaan Laporan Tugas Akhir ini.
7. Seluruh Bapak dan Ibu dosen yang telah membimbing dan membekali ilmu kepada penulis selama menempuh pendidikan di Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya.

8. Bapak Sukamto dan Bapak Siswanto selaku pegawai Bengkel Las di UPT-PK Surabaya yang telah membantu dalam proses perencanaan hingga pembuatan alat.
9. Ibu Khoiriyah Muhaimin selaku pemilik *home industry* “Virgo Barokah Food” yang telah membantu dalam pengambilan data dan pengamatan lapangan dalam penyelesaian tugas akhir.

Semoga Allah SWT selalu memberikan perlindungan, rahmat dan nikmat-Nya bagi kita semua. Amin.

Semoga dengan adanya Tugas Akhir ini, dapat memberikan ilmu pengetahuan yang berguna, baik bagi bangsa dan negara maupun pengembangan dalam kemajuan industri kecil terutama bagi *home industry* “Virgo Barokah Food”.

Penulis menyadari bahwa tidak ada kata sempurna dalam setiap penulisan laporan. Oleh karena itu, dengan kerendaha hati, penulis mengharapkan kritik, saran, dan masukan dari pembaca agar kelak dapat disempurnakan dikemudian hari.

Surabaya, 31 Juli 2017

Penulis

DAFTAR ISI

Lembar Pengesahan.....	iv
Abstrak.....	v
Abtract.....	vi
Kata Pengantar.....	vii
Daftar Isi.....	ix
Daftar Gambar.....	xii
Daftar Tabel.....	xiii

BAB 1 PENDAHULUAN

1.1. Latar Belakang.....	1
1.2. Perumusan Masalah.....	2
1.3. Tujuan Dan Manfaat.....	2
1.4. Batasan Masalah.....	3
1.5. Sistematika Penulisan.....	4

BAB 2 TINJAUAN PUSTAKA

2.1. Tinjauan Pustaka.....	5
2.2. Dasar Teori.....	6
2.2.1. Daya Yang Dibutuhkan.....	6
2.2.1.1 Daya Karena Momen Inersia.....	6
2.2.1.2 Daya Untuk Gaya Sentrifugal.....	8
2.2.2. Perencanaan Pulley Dan Belt.....	9
2.2.2.1 Daya Dan Momen Perencanaan.....	9
2.2.2.2 Pemilihan Belt.....	10
2.2.2.3 Pemilihan Atau Perhitungan Diameter.....	11
2.2.2.4 Kecepatan Keliling Belt.....	11
2.2.2.5 Sudut Kontak.....	11
2.2.2.6 Jarak Sumbu Poros Dan Panjang Belt.....	12
2.2.2.7 Gaya Efektif pada belt.....	13
2.2.2.8 Tegangan Maksimum Pada Belt.....	13

2.2.2.9 Umur Belt	14
2.2.3. Perencanaan Poros	15
2.2.3.1 Hal-Hal Penting Dalam Perencanaan Poros ..	15
2.2.3.2 Torsi Poros	17
2.2.3.3 Momen Resultan Pada Poros	17
2.2.3.4 Diameter Poros	17
2.2.4. Perencanaan Pasak	18
2.2.4.1 Pasak Datar Segi Empat	19
2.2.4.2 Kedudukan Pasak Pada Porosnya	19
2.2.4.3 Perhitungan Pasak Datar Segi Empat	20
2.2.5. Perencanaan Bantalan	22
2.2.5.1 Gesekan Pada Rolling Bearing	23
2.2.5.2 Beban Ekuivalen	24
2.2.5.3 Umur Bantalan	25
2.2.6. Kapasitas Mesin	26
2.2.7. Proses Pengambilan Data	26

BAB 3 METODOLOGI

3.1 Flow Chart	29
3.2 Tahapan Proses Pembuatan	30
3.3 Prosedur Pengoperasian Mesin	32
3.4 Desain Mesin	33
3.5 Desain Tabung Putar	34
3.6 Spesifikasi Pompa Vakum	34

BAB 4 PERHITUNGAN DAN PEMBAHASAN

4.1 Perhitungan Daya	37
4.1.1 Daya Untuk Momen Inersia	37
4.1.2 Daya Untuk Gaya Sentrifugal	39
4.2 Perencanaan Belt dan Pulley	40
4.2.1 Daya Dan Momen Perencanaan	40

4.2.2 Pemilihan Type Belt.....	41
4.2.3 Perhitungan Diameter Puli.....	41
4.2.4 Kecepatan V-Belt.....	42
4.2.5 Sudut Kontak.....	42
4.2.6 Panjang Belt Dan Jarak Antar Kedua Poros.....	42
4.2.7 Gaya Efektif Pada Belt.....	43
4.2.8 Tegangan Maksimum.....	45
4.2.9 Umur Belt.....	45
4.3 Perencanaan Poros.....	46
4.3.1 Mencari Momen Torsi dan Momen Bending.....	46
4.3.2 Diagram Gaya Geser dan Diagram Momen.....	52
4.3.3 Mencari Momen Resultan.....	53
4.3.4 Diameter Poros.....	53
4.4 Perencanaan Pasak.....	54
4.4.1 Tinjauan Terhadap Tegangan Geser.....	55
4.4.2 Tinjauan Terhadap Tegangan Kompresi.....	56
4.5 Perencanaan Bantalan.....	57
4.5.1 Daya Kerugian Pada Bearing.....	58
4.5.2 Beban Ekuivalen.....	59
4.5.3 Prediksi Umur Bearing.....	60
4.6 Hasil Percobaan.....	61
4.7 Analisa Hasil Percobaan.....	62

BAB 5 PENUTUP

5.1 Kesimpulan.....	65
5.2 Saran.....	65

DAFTAR PUSTAKA

LAMPIRAN

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1 Konstruksi Belt Dan Pulley.....	9
Gambar 2.2 Diagram Pemilihan V-Belt.....	10
Gambar 2.3 Sudut Kontak.....	12
Gambar 2.4 Jarak Sumbu Poros.....	12
Gambar 2.5 Konstruksi Poros, Pasak, dan Hub.....	18
Gambar 2.6 Pasak Standar Bentuk Square dan Flat.....	19
Gambar 2.7 Kedudukan Pasak Pada Porosnya.....	19
Gambar 2.8 Luasan Tegangan Geser Dan Kompresi.....	22
Gambar 2.9 Panjang Pasak.....	22
Gambar 2.10 Ball Bearing.....	23
Gambar 3.1 Diagram Alir Metodologi.....	29
Gambar 3.2 Observasi Pada Mitra.....	30
Gambar 3.3 Sket 3d Mesin.....	33
Gambar 3.4 Desain Tabung Putar.....	34
Gambar 3.5 Pompa Vakum Jenis Value Vee115n.....	34
Gambar 4.1 Dimensi V-belt.....	41
Gambar 4.2 Besar Sudut Kontak.....	42
Gambar 4.3 Diagram Benda Bebas.....	47
Gambar 4.4 Detail Gaya pada Pulley V-Belt.....	47
Gambar 4.5 Tinjauan Terhadap Bidang Horisontal.....	48
Gambar 4.6 Diagram Bidang Potong.....	49
Gambar 4.7 Gambar Potongan 1-1.....	49
Gambar 4.8 Gambar Potongan 2-2.....	50
Gambar 4.9 Gambar Potongan 3-3.....	51
Gambar 4.10 Diagram Gaya Geser Bidang Horisontal.....	52
Gambar 4.11 Diagram Momen Bidang Horisontal.....	53
Gambar 4.12 Luasan Untuk Tegangan Geser.....	56
Gambar 4.13 Luasan Untuk Tegangan Kompres.....	57
Gambar 4.8 Dimensi Blok Bearing Ucf 204.....	57

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1 harga Rata-Rata Koefisien Gesek Pada Bearing	24
Tabel 3.1 Spesifikasi Pompa Vakum.....	34
Tabel 4.1 Perbandingan Tekanan Vakum.....	61
Tabel 4.2 Perbandingan Minyak Yang Ditriskan.....	61
Tabel 4.3	

(Halaman Ini sengaja Dikosongkan)

BAB 1

PENDAHULUAN

1. Latar Belakang

Mesin peniris minyak merupakan salah satu alat bantu bagi industri keripik terutama rempeyek untuk mengurangi kadar minyak yang terkandung. Kadar minyak yang tinggi menyebabkan produk tidak tahan lama, kurang renyah, dan bagi konsumen tidak baik untuk kesehatan. Penerapan metode spinning dan metode vakum bertujuan membantu proses penirisan dan menjaga kerenyahan produk.

Pada UKM Virgo Barokah Food yang beralamatkan di Desa Kureksari Kabupaten Sidoarjo milik Ibu Hj. Khoiriyah Muhaimin mampu memproduksi rempeyek 5-7 Kg dalam sehari dengan rentang waktu pembuatan 45 menit per 1 Kg. Permasalahan yang dihadapi oleh UKM Virgo Barokah food adalah waktu penirisan minyak yang lama. Untuk 1 penirisan minyak pada rempeyek dibutuhkan waktu 3 – 4 jam.

Burhanudin Syahri R (2012) merancang mesin peniris minyak untuk kacang telur. Hasil dari uji coba dengan berat sampel kacang telur 1,4 kg setelah ditiriskan 5 menit berat menjadi 1,3 kg dan ditambahkan waktu 5 menit berat kacang telur menjadi 1,2 kg. *Hamimi, Tamrin, dan Sri Setyani (2011)* melakukan penelitian terhadap uji kinerja mesin peniris minyak pada pengolahan keripik. Hasil dari penelitian ini adalah penirisan minyak dengan kecepatan putar 500 rpm dengan waktu 80 detik mampu meniriskan minyak pada keripik singkong sebesar 15,33% sedangkan dengan kecepatan putar 400 rpm waktu 40 detik mampu meniriskan minyak 7,83%. Untuk kerusakan keripik pada kecepatan 500 rpm dengan waktu 80 detik sebesar 5,5% dan pada kecepatan 400 rpm dengan waktu 60 detik sebesar 3,5%. *Soeprapto Rahmad Said (2003)* merancang Alat pengering (peniris) minyak pada ceriping ubi dengan sistem

vakum dapat meniriskan minyak 15cc dengan lama waktu yang digunakan 45 menit.

Berdasarkan uraian diatas, maka melalui tugas akhir ini dibuat "*Rancang Bangun Mesin Peniris Minyak pada Produk keripik dengan Metode Spinning dan Metode Vakum*". Mesin ini dilengkapi dengan tabung putar yang terdapat sekat dan pompa vakum sebagai penghisap udara pada tabung untuk membantu proses penirisan minyak pada putaran rendah dengan kecepatan 500 rpm. Oleh karena itu, melalui mesin ini diharapkan dapat membantu proses penirisan minyak pada produk keripik sehingga mampu meningkatkan kualitas hasil produk keripik agar masyarakat tidak perlu khawatir akan permasalahan kadar minyak yang terkandung pada rempeyek.

2. Perumusan Masalah

Dari latar belakang diatas, dapat ditarik beberapa rumusan masalah sebagai berikut :

1. Bagaimana cara meniriskan minyak pada produk keripik dengan cepat dan higienis?
2. Bagaimana cara mewujudkan "*Rancang Bangun Mesin Peniris Minyak pada Produk Keripik dengan Metode Spinning dan Metode Vakum*"?
3. Bagaimana cara menerapkan Mesin Peniris Minyak terhadap produk Keripik dengan kadar minyak yang rendah dan presentase pecah kecil?
4. Berapakah tekanan vakum yang sesuai dengan penirisan minyak?

3. Tujuan Dan Manfaat

Adapun tujuan dari tugas akhir ini adalah sebagai berikut:

1. Merealisasikan cara untuk meniriskan minyak pada produk keripik dengan cepat dan higienis.

2. Mewujudkan “*Rancang Bangun Mesin Peniris Minyak pada Produk Rempeyek dengan Metode Spinning dan Metode Vakum*”.
3. Menerapkan Mesin Peniris Minyak terhadap produk rempeyek dengan kadar minyak yang rendah dan presentase pecah kecil di UKM Virgo Barokah Food.
4. Mengetahui tekanan waktu dan vakum yang sesuai dengan penirisan minyak

Selanjutnya diharapkan dengan tercapainya tujuan diatas akan dapat memberikan manfaat, manfaat tersebut antara lain:

1. Pada industri keripik rempeyek dapat meningkatkan kualitas produk dengan menggunakan mesin ini.
2. Masyarakat dapat mengkonsumsi rempeyek dengan kadar minyak rendah
3. Industri keripik rempeyek dapat meningkatkan produktifitas rempeyek.

4. Batasan Masalah

Agar dalam penulisan tugas akhir ini lebih terarah dan tidak melebar, maka perlu dilakukan pembatasan masalah, yaitu:

1. Getaran pada mesin tidak dibahas.
2. Sifat material Kerangka mesin diasumsikan homogen
3. Panas yang timbul akibat gesekan diabaikan.
4. Komponen-komponen kelistrikan tidak dibahas atau tidak dijelaskan dalam bab.
5. Perhitungan sambungan las diasumsikan aman untuk pemakaian (aman dalam pengoperasian).
6. Kekuatan tabung diasumsikan aman untuk proses pemvakuman.

5. Sistematika Penulisan

Sistem yang dipakai dalam penulisan laporan tugas akhir ini adalah:

BAB 1 PENDAHULUAN

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

BAB 2 TINJAUAN PUSTAKA

Pada bab ini membahas tentang tinjauan pustaka yang digunakan serta dasar teori yang mendukung dalam pembuatan mesin ini.

BAB 3 METODOLOGI

Pada bab ini membahas tentang diagram alir pembuatan mesin beserta pembahasannya dan prosedur pengoperasian mesin peniris minyak.

BAB 4 PERHITUNGAN DAN PEMBAHASAN

Membahas tentang perhitungan daya motor listrik, daya pompa vakum, serta elemen-elemen mesin yang dibutuhkan mesin peniris minyak dan pembahasan hasil percobaan.

BAB 5 KESIMPULAN

Membahas tentang kesimpulan dari hasil perhitungan dan analisa hasil percobaan serta saran penulis.

BAB 2

TINJAUAN PUSTAKA

2.1. Tinjauan Pustaka

Perencanaan, penelitian, dan uji kinerja mesin peniris minyak telah dilakukan beberapa kali diantaranya yaitu:

1. Burhanudin Syahri R. (2012) merancang mesin peniris minyak untuk kacang telur dengan kapasitas tabung 10kg. Daya motor listrik yang digunakan 0,5 hp dengan diameter poros 25,4mm. Sabuk V yang digunakan nomor 41. Hasil dari uji coba alat dengan berat sampel kacang telur 1,4 kg setelah ditiriskan 5 menit dengan mesin menjadi 1,3 kg dan ditambahkan waktu 5 menit berat kacang telur menjadi 1,2kg. Kelemahan dari mesin yang dibuat yaitu proses pengeluaran kacang telur tidak lancar dan membutuhkan waktu lama untuk *setting* mesin.
2. Hamimi, Tamrin, dan Sri Setyani (2011) melakukan penelitian terhadap uji kinerja mesin peniris minyak goreng pada pengolahan keripik singkong. Metode penelitian yang dilakukan adalah membagi menjadi 2 perlakuan yaitu tingkat putaran tabung mesin peniris terdiri dari 400 rpm, 450 rpm, dan 500 rpm dan lama waktu penirisan terbagi dari 40, 60, dan 80 detik. Pengamatan yang dilakukan meliputi tingkat kerusakan keripik singkong dan presentase minyak yang tertiriskan pada keripik singkong. Untuk minyak yang tertiriskan, presentase tertinggi 15,33% pada kecepatan 500 rpm dengan waktu 80 detik Sedangkan presentsae terendah 7,83% pada kecepatan 400 rpm dengan waktu 40 detik. Untuk tingkat kerusakan keripik dengan presentase tertinggi 6 % pada waktu 60 detik dengan kecepatan 500 rpm dan presesntase terendah 2,67 % pada waktu 40 detik dengan kecepatan 400 rpm.

3. *Soeprapto Rahmad Said (2003)* merancang alat pengering (peniris) sistem vakum pada penggorengan ceriping ubi berbentuk tabung dengan diameter 450 mm dan tinggi tabung 750 mm. Motor listrik yang digunakan ½ HP dengan kecepatan 2800 rpm dan putaran kipas penyedot 1850 rpm. Dari hasil uji coba yang dilakukan, lama waktu penirisan minyak ceriping ubi hingga siap kemas 45 menit dengan banyaknya minyak goreng yang tertiriskan 15 cc.

Berdasarkan hasil tinjauan pustaka diatas, maka diperlukan pengembangan mesin peniris minyak pada rempeyek dengan gaya sentrifugal dilengkapi teknologi vakum. Mesin ini digerakkan oleh motor berdaya 135 watt dengan hasil akhir putaran 500 rpm dan pompa vakum digunakan untuk menghisap udara didalam tabung agar hampa udara serta meringankan beban tabung saat berputar sehingga meningkatkan kecepatan putar pada tabung guna membantu proses penirisan minyak.

2.2 Dasar Teori

Pada sub bab ini akan dibahas mengenai perencanaan daya yang digunakan, sabuk dan puli, poros, pasak, dan bantalan.

2.2.1 Daya yang Dibutuhkan

Setelah pembuatan mesin dilakukan pengukuran voltage dan ampere dari mesin untuk mengetahui besar daya yang dibutuhkan untuk proses penirisan minyak. Dari hasil pengukuran menggunakan avometer dan tang ampere akan didapatkan nilai voltage dan ampere motor listrik. Setelah itu besar daya yang dibutuhkan pada proses penirisan minyak dapat dihitung menggunakan rumus:

$$P = I \cdot V \dots\dots\dots(2.1)$$

Dimana:

P = daya ; watt

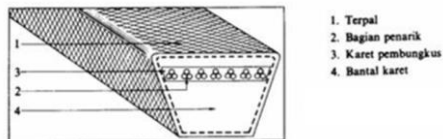
I = ampere ; A

V = voltage ; V

2.2.2 Perencanaan Sabuk dan Puli

Sabuk V terbuat dari karet dan mempunyai penampang trapesium. Tenunan tetoron atau semacamnya dipergunakan sebagai inti sabuk untuk membawa tarikan yang besar. Sabuk V dibelitkan di keliling alur puli yang berbentuk V pula. Bagian yang sabuk yang membelit pada puli ini mengalami kelengkungan sehingga lebar bagian dalamnya akan bertambah besar. Gaya gesekan juga akan bertambah karena pengaruh bentuk baji, yang akan menghasilkan transmisi gaya yang besar dan tegangan yang relatif rendah. Hal ini merupakan salah satu keunggulan sabuk V dibandingkan dengan sabuk rata.

(sumber : Sularso, 2004, Halaman 163)



Gambar 2.1 Penampang Sabuk V

2.2.2.1 Daya dan Momen Rencana

Ambil suatu kasus dimana Daya P (kW) harus ditransmisikan dan putaran poros diberikan. Dalam hal ini perlu dilakukan pemeriksaan terhadap daya P tersebut. Jika daya P adalah daya nominal output dari motor penggerak, maka berbagai macam faktor keamanan biasanya dapat diambil dalam perencanaan, sehingga koreksi pertama dapat diambil kecil. Jika faktor koreksi adalah f_c (tabel 2.1) maka daya rencana P_d (kW) sebagai patokan adalah:

(Sumber : Solarso,2004, Halaman 7)

$$P_d = f_c \cdot P \dots\dots\dots(2.2)$$

Dimana :

P_d = daya rencana ; kW

f_c = factor koreksi, didapatkan dari lampiran 2
dengan jam kerja 3 jam per hari

P = daya nominal motor ; kW

Sehingga hubungan momen puntir dengan daya sebagai berikut:

$$T = 9,74 \times 10^5 \frac{P_d}{n_1} \dots\dots\dots(2.3)$$

Dimana :

T = momen puntir ; kgf.mm

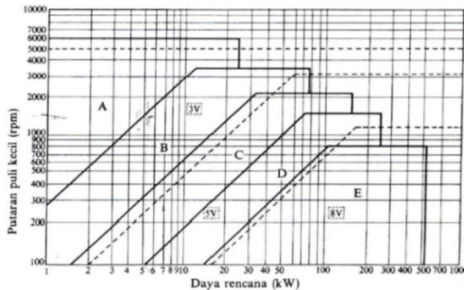
P_d = Daya rencana ; kW

n_1 = Putaran poros ; rpm

2.2.2.2 Pemilihan Tipe Sabuk

Atas dasar daya rencana dan putaran poros penggerak, penampang sabuk V yang sesuai dapat diperoleh dari gambar 2.2. Daya rencana dihitung dengan mengalikan daya yang akan diteruska dengan faktor koreksi.

(Sumber : Sularso, 2004 Halaman 164)



Gambar 2.2 Diagram Pemilihan Sabuk V

2.2.2.3 Pemilihan Diameter

Sabuk V biasanya dipakai untuk menurunkan putaran, maka perbandingan yang umum di pakai adalah perbandingan reduksi i ($i > 1$) dimana:

(Sumber : Sularso, 2004 Halaman 166)

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_p}{d_p} = \frac{1}{u} ; u = \frac{1}{i}$$

maka,

$$i = \frac{n_2}{n_1} = \frac{d_p}{D_p} \dots\dots\dots (2.4)$$

Dimana :

d_p = Diameter pulley motor ; mm

D_p = Diameter pulley poros ; mm

n_1 = Putaran puli penggerak ; rpm

n_2 = Putaran puli yang digerakkan; rpm

2.2.2.4 Kecepatan Keliling Sabuk

Besar kecepatan keliling yang biasa dilambangkan “ v ” dapat diketahui dengan rumus :

(Sumber : Sularso, 2004 Halaman 166)

$$v = \frac{\pi \cdot d_p \cdot n_1}{60 \cdot 1000} \dots\dots\dots (2.5)$$

Dimana :

v = Kecepatan linier ; m/s

d_p = Diameter pulley motor; mm

n_1 = Putaran poros ; rpm

2.2.2.5 Jarak Sumbu Poros (C) dan Panjang Sabuk (L)

Jarak sumbu poros harus 1,5 sampai 2 kali diameter besar. Didalam perdagangan terdapat berbagai panjang sabuk V. Nomor nominal sabuk V dinyatakan dalam kelilingnya dalam inch. Untuk mengetahui panjang sabuk

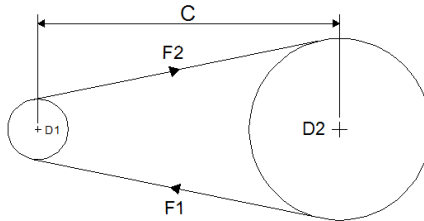
dengan rumus: (Sumber : Sularso, 2004 Halaman 166 dan 170)

$$L = 2C + \frac{\pi}{2}(d_p + D_p) + \frac{1}{4C}(D_p - d_p)^2 \dots\dots\dots(2.6)$$

Dimana:

L = panjang belt ; mm

C = jarak sumbu poros ; mm



Gambar 2.3 Jarak Sumbu Poros

Dalam perdagangan terdapat bermacam-macam ukuran sabuk. Namun untuk mendapatkan sabuk yang panjangnya sama dengan hasil perhitungan umumnya sukar. Sehingga sumbu poros C dapat dinyatakan sebagai:

(Sumber : Sularso, 2004 Halaman 170)

$$C = \frac{b + \sqrt{b^2 - 8(D_p - d_p)^2}}{8} \dots\dots\dots(2.7)$$

Dimana :

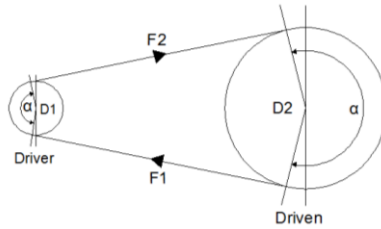
$$b = 2L - 3,14(D_p + d_p) \dots\dots\dots(2.8)$$

2.2.2.6 Sudut Kontak

Sudut kontak dari sabuk pada alur puli penggerak harus diusahakan sebesar mungkin untuk memperbesar panjang kontak antara sabuk dan puli. Gaya gesekan berkurang dengan mengecilnya sudut kontak sehingga menimbulkan slip antara sabuk dan puli.

(Sumber : Sularso, 2004 Halaman 170 dan 173)

$$\alpha = 180^\circ - \frac{57 (D_p - d_p)}{c} \dots\dots\dots(2.9)$$



Gambar 2.4 Sudut Kontak

2.2.2.7 Gaya Efektif Sabuk

Pada saat sabuk mulai bekerja meneruskan momen, tegangan akan bertambah pada sisi tarik (bagian panjang sabuk yang menarik) dan berkurang pada sisi kendur (bagian panjang sabuk yang tidak menarik). Biasanya yang lebih dahulu diketahui adalah gaya tarik efektif (Fe) dengan menggunakan rumus:

$$F_e = \frac{T}{r} \dots\dots\dots(2.10)$$

Jika tarikan pada sisi tarik dan sisi kendur berturut-turut adalah F1 dan F2, maka besarnya gaya tarik efektif Fe untuk menggerakkan puli yang digerakkan adalah
(Sumber : Sularso, 2004 Halaman 171)

$$F_e = F_1 - F_2 \dots\dots\dots(2.11)$$

Fe adalah gaya tangensial efektif yang bekerja sepanjang lingkaran jarak bagi alur puli. Jika koefisien gesek nyata antara sabuk dan puli adalah u', maka:

(Sumber : Sularso, 2004 Halaman 171)

$$\frac{F_1}{F_2} = e^{\mu \cdot \alpha} \dots\dots\dots(2.12)$$

Dimana :

Fe = Gaya tangensial efektif ; kgf

- F_1 = Tarikan pada sisi tarik ; kgf
- F_2 = Tarikan pada sisi kendur ; kgf
- μ = Koefisien gesek nyata antara sabuk dan puli
(dapat dilihat pada lampiran 4)

2.2.2.8 Tegangan Maksimum

Dalam kondisi operasinya, tarikan maximum pada *sabuk* akan terjadi pada bagian yang tegang dan itu terjadi pada titik awal sabuk memasuki puli penggerak sehingga tegangan maksimum yang terjadi, dengan menggunakan rumus : (*Sumber : Dobrovolsky, 1985 : 219*)

$$\sigma_{max} = \sigma_0 + \frac{F_e}{2 \cdot A} + \frac{\gamma \cdot v^2}{10 \cdot g} + E_b \frac{h}{d_p} \dots \dots \dots (2.13)$$

Dimana :

- σ_0 = Tegangan awal ; kgf/cm²
- A = Luas penampang belt ; cm²
= b . h (b = lebar belt, h = tebal belt)
- γ = Berat jenis ; kg/dm³
- v = Kecepatan keliling ; m/s
- g = Gaya gravitasi ; m/s
- E_b = Modulus elastisitas bahan sabuk ; kgf/cm²
- h = Tebal sabuk V ; mm
- d_p = Diameter pulley motor ; mm

2.2.3 Perencanaan Poros

Poros merupakan salah satu bagian yang terpenting dari setiap mesin. Hampir setiap mesin meneruskan tenaga bersama-sama dengan putaran. Peran utama seperti itu dipegang oleh poros. Poros untuk meneruskan daya diklasifikasikan menurut pembebanannya sebagai berikut: (*Sumber : Sularso, 2004 Halaman 1*)

1. Poros Transmisi (line shaft)

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

2. Spindel

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

3. Gandar

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

2.2.3.1 Hal-hal Penting dalam Perencanaan

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

(Sumber : Sularso, 2004 Halaman 1)

1. Kekuatan poros

Suatu poros transmisi dapat mengalami beban puntir atau lentur atau gabungan antara puntir dan lentur seperti telah diutarakan di atas. Juga ada poros yang mendapat beban tarik atau tekan seperti poros baling-baling kapal atau turbin, dll.

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

2. Kekakuan poros

Meskipun sebuah poros mempunyai kekuatan yang

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

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

3. Putaran kritis.

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

4. Korosi

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

2.2.3.2 Analisa Gaya

Saat poros berputar mengelilingi sumbu putar, titik P pada gambar 2.5 berada sepanjang garis lingkaran. Tingkat waktu perubahan pada posisi sudut, yang kemudian disebut kecepatan sudut (*omega*) terjadi selama waktu percepatan konstan pada waktu tertentu, yang dapat dihitung dengan rumus: (*sumber : R.C. Hibeller, Dynamics 12th, 314*)

$$\omega = \frac{2\pi \cdot n_2}{60} \dots\dots\dots(2.14)$$

Dimana:

ω = kecepatan sudut ; rad/s

n_2 = putaran poros ; rpm

Percepatan sudut (*alpha*) untuk mengukur tingkat waktu perubahan waktu pada kecepatan sudut. Besarnya dapat diketahui dengan rumus:

$$\alpha_s = \frac{\omega_1 + \omega_0}{\Delta t} \dots\dots\dots(2.15)$$

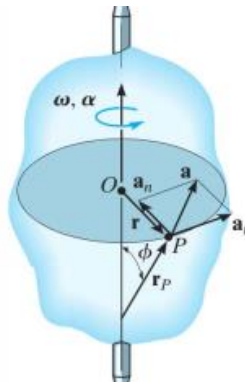
Dimana:

ω_0 = kecepatan sudut awal ; rad/s

ω_1 = kecepatan sudut saat beroperasi ; rad/s

α_s = percepatan sudut ; rad/s²

Δt = waktu yang diperlukan dari keadaan diam sampai konstan ; s



Gambar 2.5 Gaya Yang Bekerja Pada Tabung

Percepatan titik P pada gambar 2.5 dapat diketahui pada percepatan normal (α_n) dan percepatan tangensial (α_t), dimana untuk mendapatkan nilai percepatan tersebut menggunakan rumus:

(sumber : R.C. Hibeller, *Dynamics 12th*, 317)

$$\alpha_t = \alpha r \dots\dots\dots(2.16)$$

$$\alpha_n = \omega^2 r \dots\dots\dots(2.17)$$

Dimana:

α_t = percepatan tangensial ; m/s²

- α_n = percepatan normal ; m/s²
- α = percepatan ; rad/s²
- r = jari-jari tabung ; m

karena percepatan tangensial α_t dan percepatan normal α_n tegak lurus satu sama lain, besar akselerasi bisa ditentukan dengan dalil *pythagoras* yaitu:

(sumber : R.C. Hibeller, *Dynamics 12th*, 317)

$$\alpha = \sqrt{\alpha_t^2 + \alpha_n^2} \dots \dots \dots (2.18)$$

Dimana :

$$\alpha = \text{resultan percepatan ; m/s}^2$$

Untuk mencari nilai gaya yang bekerja menggunakan hukum newton kedua yaitu:

$$F = m \cdot \alpha \dots \dots \dots (2.19)$$

Dimana:

- F = gaya ; kgf
- m = masa rempeyek ; kg
- α = percepatan ; m/s²

2.2.3.3 Momen Torsi

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

(Sumber : Sularso, 2004 Halaman 7)

$$T = 9,74 \times 10^5 \frac{P_d}{n_2} \dots \dots \dots (2.20)$$

Dimana :

- T = Momen puntir ; kgf.mm
- P_d = Daya rencana ; kW

2.2.3.4 Momen Gabungan

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

(Sumber : deustchmant, 1975 Halaman 338)

$$M = \sqrt{(M_H)^2 + (M_V)^2} \dots\dots\dots(2.21)$$

Dimana :

M = Momen bending gabungan ; kgf.mm

M_H = Momen bidang horizontal ; kgf.mm

M_V = Momen bidang vertikal ; kgf.mm

2.2.3.5 Diameter Poros

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

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

(Sumber : deustchmant, 1975 Halaman 338)

$$\tau_{max} = \frac{0,5 Syp}{N} = \frac{16}{\pi \cdot D^3} \sqrt{M^2 + T^2}$$

Untuk mencari diameter poros dapat diuraikan menjadi:

$$D = \sqrt[3]{\frac{16 N}{0,5 syp \cdot \pi} \sqrt{M^2 + T^2}} \dots\dots\dots(2.22)$$

Dimana:

τ_{max} = tegangan geser maksimum ; kgf/mm²

D = diameter poros ; mm

S_{yp} = kekuatan tarik ; kgf/mm²

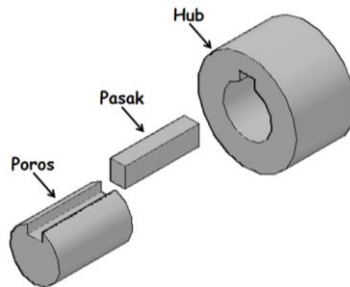
N = faktor keamanan

2.2.4 Perencanaan Pasak

Pasak adalah suatu elemen mesin yang dipakai untuk menetapkan bagian-bagian elemen mesin seperti roda gigi, sproket, pullet, kopling dll. Momen diteruskan dari poros ke naf atau dari naf ke poros.

Fungsi yang serupa dengan pasak dilakukan pula pada spiline dan gerigi yang mempunyai gigi luar pada poros dan gigi dalam dengan jumlah gigi sama pada naf dan saling terkait yang satu dengan yang lain.

(Sumber : Sularso, 2004 Halaman 23)

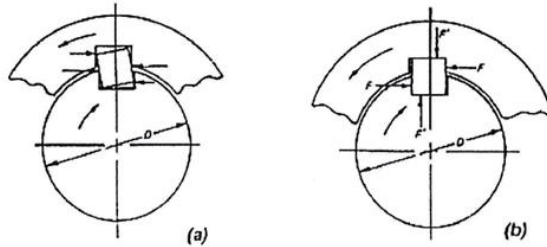


Gambar 2.6 Konstruksi Poros, Pasak Dan Hub

2.2.4.1 Kedudukan Pasak Benam

Kelonggaran yang mungkin terjadi pada sebuah komponen (pasak) yang menjadikan masalah pada analisis tegangan kompleks yang tidak sepenuhnya dipahami. Pada gambar 2.7 a mengilustrasikan tentang bagaimana posisi pasak diputar menghasilkan distribusi tegangan yang parah dan kompleks di sisi dan di tepi dari pasak

(Sumber : deustchmant, 1975 Halaman 365)



Gambar 2.7 Kedudukan Pasak Pada Poros

- a. A Loose fit in the keyway
- b. A tight fit in the keyway

Untuk menghindari terjadinya hal tersebut, maka toleransi harus diperhatikan dengan baik. Pemasangan yang tepat dapat dilihat gambar 2.7 b Membuat distribusi tegangan yang merata di sepanjang pasaknya, dan hal ini akan memudahkan perhitungan-perhitungan pasaknya.

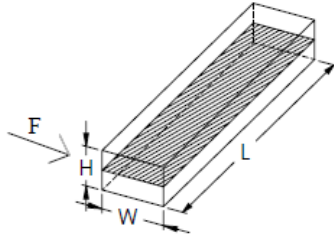
2.2.4.2 Perhitungan Pasak Datar Segi Empat

Analisis perhitungannya pada pasak dapat dilakukan ketika poros berputar untuk mentransmisikan daya ke hub dengan perantara pasak, maka pada pasak akan terjadi tegangan geser dan tegangan kompresi akibat putaran poros.

- Tinjauan terhadap tegangan geser

Jika momen rencana dari poros adalah T (kg.mm) dan diameter poros d_s (mm), maka gaya tangensial F (kg) yang terjadi pada permukaan poros seperti pada gambar 2.8.

(Sumber : Sularso, 2004 Halaman 25)



Gambar 2.8 Tegangan Geser Pada Pasak

Maka gaya geser yang bekerja pada penampang mendatar $W \times L$ oleh gaya F . Dengan demikian tegangan geser (kg/mm^2) yang ditimbulkan adalah

(Sumber : *Deutschmen, 1975 Halaman 366 - 367*)

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

$$S_s = \frac{F}{A} = \frac{F}{W.L} = \frac{2T}{W.L.D}$$

Dimana :

W = lebar ; mm

L = panjang ; mm

$$S_s = \frac{0,58 \times S_{yp}}{N}$$

Untuk mencari panjang (L) pasak terhadap tegangan geser menggunakan rumus:

(Sumber : *Deutschmen, 1975 Halaman 367*)

$$L = \frac{2T}{S_s W D}$$

Dari uraian di atas, maka dapat disederhanakan menjadi rumus baru untuk mencari panjang pasak minimum yaitu:

$$\tau_s \leq |\tau_s|$$

$$\frac{F}{A} \leq \frac{S_{syp}}{N}$$

$$\frac{F}{0,5 H L} \leq \frac{0,58 S_{yp}}{N}$$

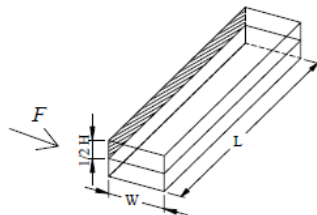
$$L \geq \frac{2 T N}{W D \cdot 0,58 S_{yp}} \dots\dots\dots (2.23)$$

Harga faktor keamanan menurut buku sularso tahun 2004 halaman 25, angka faktor keamanan sebagai berikut:

- 1 – 1,5 = beban yang dikenakan secara perlahan-lahan
- 1,5 – 3 = dikenakan tumbukan ringan
- 2 – 5 = dikenakan secara tiba-tiba tumbukan berat.

- **Tinjauan terhadap tegangan kompresi**

Sesuai dengan syarat untuk pasak datar segi empat yaitu setengah dari tinggi pasak masuk ke dalam poros dan setengahnya lagi masuk pada “hub” yang terkena gaya sehingga menyebabkan terjadi tegangan kompresi pada setengah permukaan samping seperti gambar dibawah ini:



Gambar 2.9 Tegangan Kompresi Pada Pasak

Maka tegangan kompresi akibat gaya tangensial F pada permukaan pasak adalah:

(Sumber : Deutschmen, 1975 Halaman 367)

$$T = \frac{F}{0,5 D/2}$$

$$S_c = \frac{F}{A} = \frac{F}{(W/2) L} = \frac{4T}{W.L.D}$$

Dimana :

$$\begin{aligned}
 A &= \text{luas bidang kompresi pada pasak} \\
 &= 0,5 H \times L \\
 S_c &= S_{yp} / N
 \end{aligned}$$

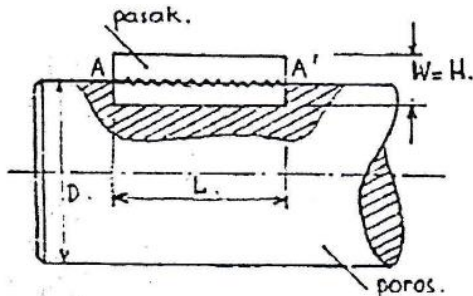
Untuk mencari panjang (L) pasak terhadap tegangan kompresi menggunakan rumus:
 (Sumber : Deuschmen, 1975 Halaman 367)

$$L = \frac{4 T}{S_c W D}$$

Dari uraian di atas, maka dapat disederhanakan menjadi rumus baru untuk mencari panjang pasak minimum yaitu:

$$\begin{aligned}
 \sigma_c &\leq |\sigma| \\
 \frac{F}{A} &\leq \frac{S_{cyp}}{N} \\
 \frac{F}{0,5 H L} &\leq \frac{S_{yp}}{N} \\
 L &\geq \frac{F N}{0,5 H D S_{yp}} \dots\dots\dots(2.24)
 \end{aligned}$$

Dari kedua tinjauan tegangan diatas, maka besarnya panjang pasak (L) dapat dihitung. Panjang yang dihasilkan ini merupakan panjang minimum namun aman terhadap tegangan-tegangan tersebut.



Gambar 2.10 Panjang Pasak (L)

2.2.5 Perencanaan Bantalan

Bantalan atau yang sering disebut Bearing adalah elemen mesin yang menumpu poros berbeban, sehingga putaran atau gerakan bolak-baliknya dapat berlangsung secara halus, aman dan panjang umur. Jika bantalan tidak berfungsi dengan baik, maka prestasi seluruh sistem akan menurun atau tidak dapat bekerja seperti semestinya.

(Sumber : Sularso, 2004 Halaman 103)

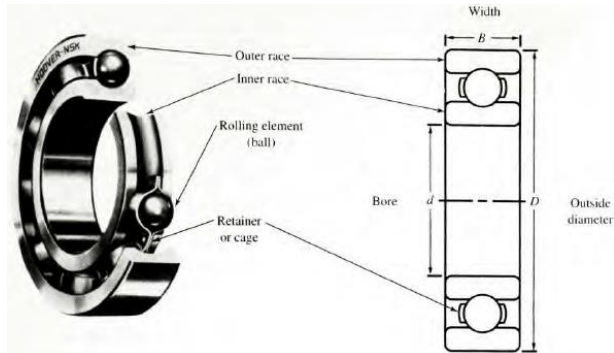
Bantalan dapat diklasifikasikan atas dasar gerakan bantalan terhadap poros yaitu:

1. Bantalan luncur

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

2. Bantalan gelinding

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



Gambar 2.11 Ball Bearing

2.2.5.1 Gesekan Pada Bantalan Roll

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

(Sumber : *Deutschmen, 1975 Halaman 482*)

Tabel 2.1 Harga rata-rata koefisien gesek pada bearing

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

Akibat adanya gesekan dapat menyebabkan kehilangan daya, secara pendekatan kehilangan daya tersebut dapat dihitung dengan rumus : (Sumber : Deutchman, 1975 : 482)

$$hp = \frac{T.n}{63.025} = \frac{\mu.F_r.d.n}{126.050} \dots\dots\dots(2.25)$$

Dimana :

hp = Daya yang hilang karena gesekan ; hp

T = Torsi akibat gesekan ; lbf.in

F_r = Gaya radial pada bearing ; lbf

μ = koefisien gesek

2.2.5.2 Beban Ekivalen

Sesuai dengan definisi dari AFBMA yang dimaksud dengan Beban equivalent adalah beban radial yang konstan dan bekerja pada bantalan dengan ring dalam berputar sedangkan ring luar tetap. Ini akan memberikan umur yang sama seperti pada bantalan bekerja dengan kondisi nyata untuk beban dan putaran yang sama. Untuk menghitung beban equivalent menggunakan rumus :

(Sumber : Deutchman, 1975 : 485 dan 486)

$$P = F_s (X \cdot V \cdot F_r + Y F_a) \dots\dots\dots(2.26)$$

Dimana:

P = beban equifalen ; lb

F_s = Faktor pelayanan

V = faktor beban radial

ring dalam berputar V = 1

ring luar berputar V = 1,2

X = konstanta beban radial

Y = konstanta beban aksial

F_a = beban aksial ; lb

F_r = beban radial ; l

Tabel 2.2 Ball Bearing Service Factors

Type Of Service	Multiply Calculated Load	
	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 interminate shock load	3,0	2,0

(Sumber : Deutchman, 1975 : 489)

2.2.5.3 Umur Bantalan

Peringkat beban dasar (umur bantalan) untuk bantalan berbeda yang dilambang dengan C yang tercantum pada lampiran. Nilai C bergantung pada factor yang sama untuk menentukan C_0 kecuali parameter tambahan mengenai geometri pemuatan. Untuk menghitung umur bantalan dapat menggunakan rumus: . (Sumber : Deutdschman, 1975 : 485)

$$L_{10} = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{P} \right)^b \dots\dots\dots(2.27)$$

Dimana :

- L_{10} = umur bantalan dalam jutaan revolusi pada 10% kegagalan ; jam kerja
- C = diperoleh dari tabel bantalan sesuai dengan diameter dalam bantalan yang diketahui ; lb
- P = beban equivalent ; lb
- b = 3, untuk bantalan dengan bola
= 10/3 untuk Bantalan Rol
- n = putaran poros ; rpm

2.2.6 Kapasitas Mesin

Untuk dapat mengetahui kapasitas mesin menggunakan persamaan:

$$\text{Kapasitas} = \frac{\text{kuantitas}}{\text{waktu}} \dots\dots\dots(2.28)$$

Dimana :

Kapasitas = kapasitas mesin ; *kg/Jam*

Kuantitas = jumlah produk ; *kg*

Waktu = waktu proses ; *menit*

2.2.7 Proses Pengambilan Data

Uji coba penirisan minyak pada rempeyek ini menggunakan 3 variable yaitu variable tekanan vakum, variable waktu dan tingkat kerusakan. Pada variable tekanan vakum terdapat 4 variasi tekanan yaitu, 0 cmHg, 20 cm Hg, 40 cmHg, dan 60 cmHg. Pada variable waktu terdapat 3 variasi yaitu waktu 3 menit, 5 menit, dan 7 menit.

Pada proses pengambilan keputusan berapa tekanan yang sesuai, dilakukan dengan uji coba satu kali setiap variasi tekanan yang digunakan. Tekanan yang akan digunakan adalah massa minyak yang tertiriskan terbanyak.

Pada proses pengambilan data pada variable waktu, dilakukan tiga kali proses penirisan. Pada setiap proses penirisan minyak menggunakan penambahan waktu dari 3 menit, kemudian 5 menit, dan kemudian 7 menit. Pada setiap penambahan waktu, dilakukan perhitungan berat untuk mengetahui berapa gram minyak yang tertiriskan.

Pada proses pengambilan data pada variable kerusakan keripik sesuai dengan jumlah proses pengambilan

data pada variable waktu. Pengambilan data dilakukan setelah setiap proses penirisan minyak selesai dilakukan.

Untuk mengetahui presentase minyak yang tertiriskan menggunakan persamaan:

$$PT = \frac{P1-P2}{P1} \times 100\% \dots\dots\dots(2.29)$$

Dimana:

- PT = Presentase Tiris; %
- P1 = Berat sebelum ditiriskan; gram
- P2 = Berat setelah ditiriskan; gram

Untuk mengetahui presentase kerusakan keripik menggunakan persamaan:

$$PR = \frac{R}{U} \times 100\% \dots\dots\dots(2.30)$$

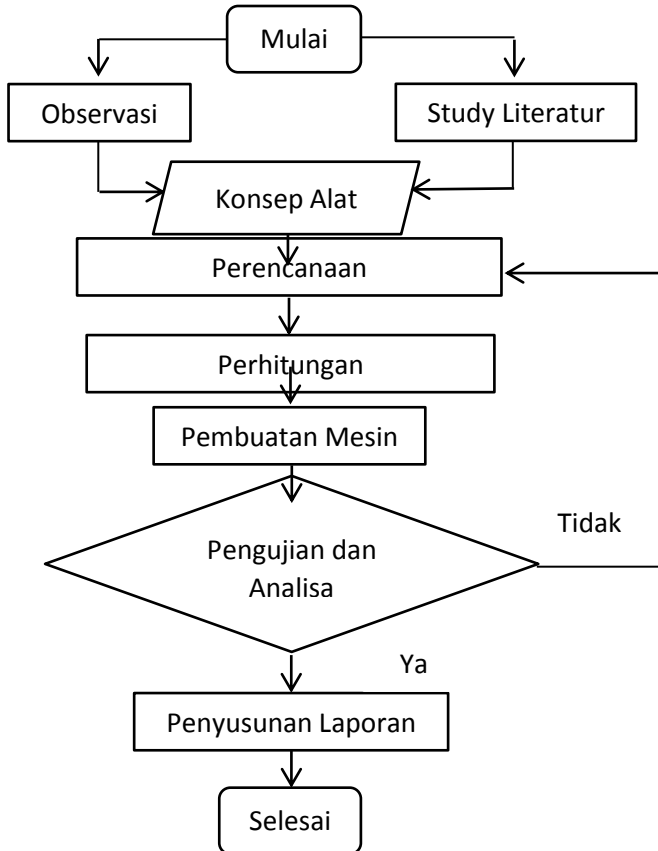
Dimana:

- PR = Presentase rusak; %
- R = jumlah rempeyek rusak; buah
- U = jumlah awal rempeyek; buah

BAB III METODOLOGI

3.1 Diagram Alir

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



Gambar 3.1 Diagram Alir Metodologi

3.2 Tahapan Proses Pembuatan

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

1. Observasi

Observasi atau studi lapangan ini dilakukan dengan survei langsung ke UKM Virgo Barokah Food yang memproduksi rempeyek milik Hj. Khoiriyah di Jl. Flamboyan No. 39A RT 03 RW 02 Desa Kureksari Kecamatan Waru Kabupaten Sidoarjo. Dari hasil observasi didapatkan permasalahan pada proses penirisan minyak yang lama dan tidak higienis pada wadah penirisannya seperti pada gambar 3.2. untuk produksi dalam sehari, UKM mampu membuat rempeyek 5-7 kg.



Gambar 3.2 Observasi pada Mitra

2. Studi Literatur

Pada studi literatur meliputi mencari dan mempelajari bahan pustaka yang berkaitan dengan perencanaan mesin peniris minyak ini. Dari hasil study literatur didapatkan data yaitu hamimi dkk melakukan uji kinerja mesin peniris minyak dengan menggunakan 3 variasi kecepatan, dari uji kinerja disimpulkan bahwa dengan kecepatan 500 rpm mampu meniriskan minyak sebesar 15,33% dengan kerusakan keripik 6%. Dan pada kecepatan 400 rpm mampu meniriskan minyak sebesar 7,83 dengan kerusakan 2,67%. Data dari Soprapto merancang alat pengering (peniris) sistem vakum bahwa dengan sistem vakum tersebut mampu

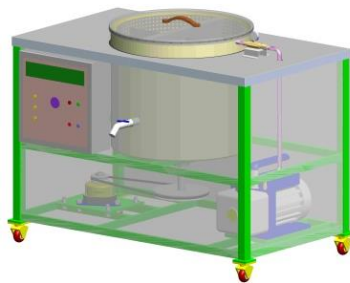
meniriskan minyak pada Ceriping Ubi sebesar 15cc dengan waktu 45 menit.

3. Konsep

Dari observasi dan study literatur didapatkan data dan permasalahan. Maka konsep mesin yang dibuat yaitu membuat mesin peniris minyak dengan kecepatan putar 500 rpm yang dapat di atur kecepatannya dan bahan yang digunakan stainless steel dengan dibantu sistem vakum pada proses penirisannya serta mendapatkan sket mesin penirisan minyak dengan dibantu pompa vakum.

4. Perencanaan

Dari konsep yang telah dibuat, maka dilakukan perencanaan meliputi bahan dan dimensi mesin. Pada bahan yang bersentuhan langsung dengan produk, akan menggunakan stainless steel agar higienis pada proses penirisannya. Dan pada dimensi mesin pada gambar 3.3 disesuaikan dengan kondisi UKM, menyesuaikan ruang usaha, dan posisi saat bekerja.



Gambar 3.3 Design 3D Mesin

5. Perhitungan

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

- a) Daya untuk memutar tabung agar didapatkan daya motor yang sesuai.
- b) Laju alir udara pada proses pemvakuman untuk mendapatkan daya pompa vakum yang sesuai
- c) Belt dan pulley, poros, pasak, dan bearing yang sesuai.

Pada perhitungan daya yang dibutuhkan menggunakan cara langsung yaitu menghitung ampere dan voltage yang terdapat pada motor listrik. Pengujian dilakukan sebanyak tiga kali, berikut data yang didapatkan:

Tabel 3.1 Pengujian tanpa pembebanan

Percobaan	Arus	Tegangan
1	0,69 A	210V
2	0,69 A	210V
3	0,69 A	209V

Keterangan:

Saat proses pengujian hanya menggunakan beban keranjang, tanpa ada beban tambahan.

Tabel 3.2 Pengujian dengan pembebanan

Percobaan	Arus	Tegangan
1	0,70 A	210V
2	0,70 A	210V
3	0,71 A	210V

Keterangan:

Saat proses pengujian menggunakan beban keranjang dan beban tambahan yaitu rempeyek 1kg.



Gambar 3.4 Pengujian ampere dan voltage motor

6. Pembuatan Mesin

Dari design dan perhitungan, dapat diketahui dimensi mesin beserta dimensi komponen-komponen yang ada. Proses pembuatan dilakukan secara berurutan dari melihat design, pembuatan rangka hingga pemasangan komponen-komponen yang dibutuhkan sesuai dengan design yang dibuat. Hasil dari proses pembuatan mesin pada gambar 3.5.



Gambar 3.5 Hasil pembuatan mesin

7. Pengujian dan Analisa

Proses pengujian dilakukan untuk mengetahui tingkat keberhasilan dalam proses penirisan minyak dengan variable yang digunakan yaitu:

1. Presentase minyak tertiriskan
2. Presentase kerusakan

Dari analisa hasil pengujian didapatkan nilai presentase minyak tertiriskan dan presentase kerusakan.

8. Penyusunan Laporan

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

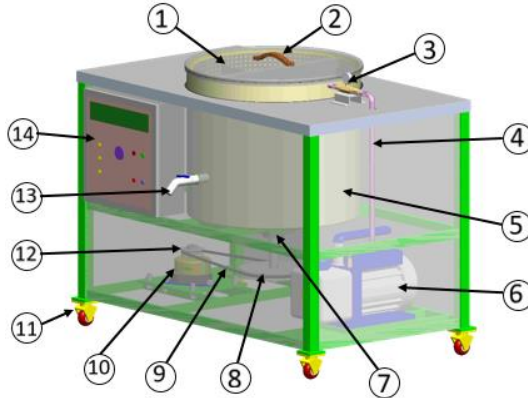
3.3 Prosedur Pengoperasian Mesin

Proses penirisan dilakukan dengan langkah-langkah sebagai berikut:

1. Ambil tabung putar dari tabung mesin.
2. Masukkan rempeyek kedalam tabung putar dengan ditata rapi (usahakan berat sama rata tiap bilik).
3. Setelah itu, letakkan kembali tabung putar pada tempat semula kemudian tutup, pastikan tutup tabung tepat pada lubangnya.
4. Tutup kran buang yang berada disisi samping dan kran pressure gauge disisi atas.
5. Tekan tombol on sehingga lampu indikator merah hidup.
6. Tekan tombol biru (start) sehingga lampu indikator hijau hidup
7. Putar pengatur kecepatan sesuai dengan kebutuhan.
8. Tekan tombol hijau untuk pengatur waktu (3 menit, 5 menit, dan 7 menit) sesuai dengan kebutuhan sehingga lampu indikator merah hidup
9. Tunggu beberapa detik (± 40 detik), ketika pompa vakum mati, tutup kran pressure gauge.
10. Setelah motor listrik mati, buka kran disisi samping untuk masuknya udara dan keluarnya minyak.
11. Buka penutup tabung
12. Keluarkan tabung putar dari mesin.
13. Keluarkan rempeyek dari tabung putar dengan hati-hati.
14. Selesai

3.4 Desain Mesin

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



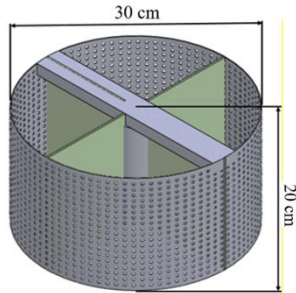
Gambar 3.6 Rancangan Mesin

Keterangan:

- | | |
|-------------------|----------------------------|
| 1. Tabung putar | 8. Pulley tabung |
| 2. Tutup tabung | 9. V-belt listrik |
| 3. Pressure gauge | 10. Roda |
| 4. Selang vakum | 11. Pulley motor |
| 5. Tabung diam | 12. Lubang keluaran minyak |
| 6. Pompa vakum | 13. Box panel |
| 7. Motor Bearing | |

3.5 Desain Tabung Putar

Tabung putar menggunakan bahan stainless steel jenis vorporasi dengan ketebalan 1 mm dan diameter vorporasi (lubang) 4 mm. Tabung putar dilengkapi dengan 4 bilik sekat dengan tujuan mengurangi gerak bebas rempeyek saat tabung berputar agar tidak pecah.



Gambar 3.7 Desain Tabung Putar

3.6 Spesifikaasi Pompa Vakum



Gambar 3.8 Pompa Vakum Value VE115N

Tabel 3.1 Spesifikasi Pompa Vakum

No.	Keterangan	Detail
1.	Model	VE115N
2.	Voltage	230V-/50-60 Hz
3.	Free Air Dispalacement	2 CFM
4.	Ultimate Vaccum	150 micron
5.	Number Of Stage	1
6.	Motor	¼ Hp
7.	Intakes Port	¼” Flare
8.	Oil Capacity	250 ml
9.	Diemension	290x124x224 mm
10.	Weight	6,6 Kg
11.	Laju Alir	57 L/min

BAB IV

PERHITUNGAN DAN PEMBAHASAN

Pada bab ini akan dibahas mengenai perhitungan dan perencanaan mesin peniris minyak dengan metode spinning dan metode vakum dengan menganalisa gaya dan daya yang dibutuhkan mesin agar dapat bekerja dan berfungsi seperti yang diharapkan dengan menggunakan sistem transmisi sabuk dan puli.

4.1 Perhitungan Daya

Daya yang dibutuhkan oleh mesin untuk proses penirisan minyak didapatkan dengan rumus sebagai berikut:

$$\begin{aligned} P &= I \cdot V && (2.1) \\ P &= 0,7A \cdot 210V \\ P &= 147 \text{ watt} \end{aligned}$$

4.2 Perencanaan Sabuk Dan Puli

Data yang diketahui:

- Daya dibutuhkan = 147 watt
- Daya motor = 135 watt
- Putaran motor (n_1) = 1500 rpm
- Putaran poros (n_2) = 500 rpm
- Diameter puli kecil (D_1) = 2 inch = 50,8
- Faktor Koreksi (f_c) = 1,0 (didapatkan pada lampiran 2 dengan pertimbangan jam kerja 3-5 jam per hari pada variasi beban sangat kecil)
- Jarak Antar Kedua Poros (C) = 220 mm

4.2.1 Daya dan Momen Perencanaan

- Daya perencanaan
Daya perencanaan diketahui dari rumus dibawah:

$$\begin{aligned}
 P_d &= f_c \cdot P & (2.2) \\
 &= 1,0 \cdot 0,147 \text{ kW} \\
 &= 0,147 \text{ kW}
 \end{aligned}$$

- Momen Torsi

Sedangkan besar momen torsi belt (T) diketahui dari data daya perencanaan (P_d) dengan rumus sebagai berikut:

$$\begin{aligned}
 T_1 &= 9,74 \times 10^5 \frac{P_d}{n_1} & (2.3) \\
 &= 9,74 \times 10^5 \frac{0,147 \text{ kW}}{1500 \text{ rpm}} \\
 &= 95,45 \text{ kgf.mm} \\
 T_2 &= 9,74 \times 10^5 \cdot \frac{P_d}{n_1} \\
 &= 9,74 \times 10^5 \cdot \frac{0,147 \text{ Kw}}{500 \text{ rpm}} \\
 &= 286,35 \text{ kgf.mm}
 \end{aligned}$$

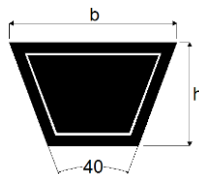
4.2.2 Pemilihan Tipe Sabuk

Belt dipilih berdasarkan besar daya perencanaan (P_d) dan putaran pulley kecil (n_1) dengan menggunakan tabel pada lampiran 3 diagram pemilihan V-belt.

Data yang diketahui:

$$\begin{aligned}
 P_d &= 0,147 \text{ kW} \\
 n_1 &= 1500 \text{ rpm}
 \end{aligned}$$

Dari lampiran 3, tipe sabuk yang digunakan adalah tipe A. Pada lampiran 4 didapatkan dimensi sabuk V pada tipe A yaitu $b = 13 \text{ mm}$, $h = 8 \text{ mm}$, $A = 0,81 \text{ mm}^2$.



Gambar 4.1 Dimensi Sabuk V Tipe A

4.2.3 Diameter Puli

Cara menentukan diameter puli besar yang digunakan untuk merubah putaran motor dari 1500 rpm menjadi 500 rpm dan diketahui $d_p = 2$ inch dengan menggunakan persamaan sebagai berikut:

$$\frac{n_1}{n_2} = \frac{d_p}{D_p} \quad (2.4)$$

$$\frac{1500 \text{ rpm}}{500 \text{ rpm}} = \frac{D_p}{2 \text{ inch}}$$

Maka, nilai $D_p = 6$ inch = 152,4 mm

4.2.4 Kecepatan Sabuk V

Besar kecepatan Sabuk V dapat diketahui dengan dengan rumus:

$$v = \frac{\pi \cdot d_p \cdot n_1}{60 \cdot 1000} \quad (2.5)$$

$$\begin{aligned} v &= \frac{\pi \cdot 50,8 \text{ mm} \cdot 1500 \text{ rpm}}{60 \cdot 1000} \\ &= 4 \text{ m/s} \end{aligned}$$

4.2.5 Panjang Sabuk (L) dan jarak kedua poros (C)

Panjang sabuk (L) dapat diketahui dengan menggunakan rumus sebagai berikut:

$$\begin{aligned} L &= 2C + \frac{\pi}{2}(d_p + D_p) + \frac{1}{4C}(D_p - d_p)^2 \quad (2.6) \\ &= 2(220\text{mm}) + \frac{\pi}{2}(50,8\text{mm} + 152,4\text{mm}) + \\ &\quad \frac{1}{4 \cdot 220 \text{ mm}}(152,4\text{mm} - 50,8\text{mm})^2 \\ &= 770,75\text{mm} \end{aligned}$$

Dari lampiran 4 tabel dimensi sabuk V, panjang belt hasil perhitungan yang mendekati adalah 800 mm. karena ukuran umum yang tersedia memakai satuan inch, maka menggunakan lampiran 5 yaitu nomor 31 dengan panjang 787 mm.

Maka, dilakukan pengecekan kembali besar jarak antar poros kedua poros (C) yang seharusnya dengan persamaan sebagai berikut:

$$C = \frac{b + \sqrt{b^2 - 8(D_2 - D_1)^2}}{8} \quad (2.7)$$

Dimana:

$$b = 2L - \pi(d_p + D_p) \quad (2.8)$$

$$b = 2 \cdot 770,75 \text{ mm} - 3,14(50,8 \text{ mm} + 152,4 \text{ mm})$$

$$b = 904,7 \text{ mm}$$

Maka:

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

$$C = \frac{904,7 + \sqrt{904,7^2 - 8(152,4 - 50,8)^2}}{8}$$

$$C = 220,31 \text{ mm}$$

Jadi jarak antar kedua poros sebenarnya yang sesuai dengan panjang sabuk yang ada adalah 220,31 mm.

4.2.6 Sudut Kontak

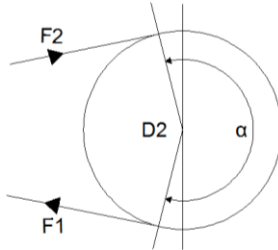
Besarnya sudut kontak belt dengan puli dapat dihitung dengan menggunakan persamaan berikut:

$$\alpha = 180^\circ - \frac{D_p - d_p}{C} \times 60^\circ \quad (2.9)$$

nilai C yang direncanakan = 220 mm

$$\alpha = 180^\circ - \frac{152,4 \text{ mm} - 50,8 \text{ mm}}{220 \text{ mm}} \times 60^\circ$$

$$\alpha = 152,1^\circ = 2,6 \text{ rad}$$



Gambar 4.2 Besar Sudut Kontak

4.2.7 Gaya Efektif Pada Sabuk

Belt yang berputar memiliki 2 gaya tarik, yaitu gaya tarik pada sisi kencang dan gaya tarik pada sisi kendur, untuk mencari nilai gaya tarik, maka gaya tarik efektif (F_e) (biasanya) diketahui terlebih dahulu dengan menggunakan rumus:

$$T = F_e \cdot r \quad (2.10)$$

$$F_e = \frac{T_1}{r_1} = \frac{95,45 \text{ Kgf} \cdot \text{mm}}{26,5 \text{ mm}} = 3,6 \text{ kgf}$$

Setelah gaya tarik efektif diketahui, maka besar gaya tarik pada bagian kencang dan kendur dapat dihitung dengan persamaan sebagai berikut:

- Persamaan 1

$$\frac{F_1}{F_2} = e^{\mu \cdot \alpha} \quad (2.12)$$

Data yang diketahui:

$$\alpha = 3,6 \text{ rad}$$

$$\mu = 0,3$$

$$e = 2,72$$

Maka,

$$\frac{F_1}{F_2} = 2,72^{0,3 \cdot 3,6}$$

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

$$F_1 = 2,95 F_2 \dots\dots\dots \text{persamaan I}$$

- Persamaan 2

$$F_e = F_1 - F_2 \quad (2.11)$$

$$3,6 \text{ kgf} = 2,95 F_2 - F_2$$

$$F_2 = 1,84 \text{ kgf} \dots\dots\dots \text{persamaan II}$$

Untuk mengetahui nilai F_1 , maka persamaan I disubstitusikan dengan persamaan II.

$$\begin{aligned} F_1 &= 2,95 \cdot F_2 \\ &= 2,2 \cdot 1,84 \text{ kgf} \\ &= 5,43 \text{ kgf} \end{aligned}$$

4.2.8 Tegangan Maksimum

Besar tegangan maksimum pada sabuk dapat dihitung dengan menggunakan persamaan berikut:

$$\sigma_{max} = \sigma_0 + \frac{F_e}{2 \cdot A} + \frac{\gamma \cdot v^2}{10 \cdot g} + E_b \frac{h}{D_{min}} \quad (2.13)$$

Data yang diketahui:

- σ_0 = tegangan awal = 12 kg/cm^2
- F_e = $3,6 \text{ kgf}$
- A = Luas penampang belt Type A = $0,81 \text{ cm}^2$
- h = Ketebalan sabuk V Type A = $8 \text{ mm} = 0,8 \text{ cm}$
- v = Kecepatan sabuk V = $4 \text{ m/s} = 400 \text{ cm/s}$
- γ = Berat jenis sabuk V = $1,25 \text{ kgf/dm}^3 = 0,00125 \text{ kgf/cm}^3$
- E_b = modulus elastisitas bahan sabuk V = 800 kg/cm^2
- g = percepatan gravitasi = $9,81 \text{ m/s}^2 = 981 \text{ cm/s}^2$

Maka,

$$\begin{aligned}\sigma_{max} &= 12 \text{ kg/cm}^2 + \frac{3,6 \text{ kgf}}{2 \cdot 0,81 \text{ cm}^2} \cdot \frac{0,00125 \text{ kgf/cm}^3 \cdot (400 \text{ cm/s})^2}{981 \text{ cm/s}^2} \\ &\quad + 800 \text{ kg/cm}^2 \cdot \frac{0,8 \text{ cm}}{50,8 \text{ cm}} \\ &= 26,9 \text{ kgf/cm}^2\end{aligned}$$

4.3 Perencanaan Poros

Data yang diketahui;

1. Berat puli motor (W_{pm}) = 0,35 kg
2. Berat puli poros (W_{pp}) = 0,3 kg
3. Berat poros (W_{poros}) = 1,5 kg

4.3.1 Analisa Gaya

Sebelum mencari besar gaya yang bekerja, terlebih dahulu yang harus diketahui adalah kecepatan sudut (ω) dengan rumus:

$$\omega = \frac{2 \pi \cdot n_2}{60} \quad (2.14)$$

$$\omega = \frac{2\pi \cdot 500 \text{ rpm}}{60}$$

$$\omega = 52,33 \text{ rad/s}$$

Setelah besar kecepatan sudut diketahui, selanjutnya mencari nilai percepatan sudutnya dengan rumus:

$$\alpha_s = \frac{\omega_1 + \omega_0}{\Delta t} \quad (2.15)$$

dimana Δt diketahui dari percobaan dengan nilai 2 detik.

Maka,

$$\alpha_s = \frac{\omega_1 + \omega_0}{\Delta t}$$

$$\alpha_s = \frac{52,33 \text{ rad/s} + 0}{2 \text{ s}}$$

$$\alpha_s = 26,165 \text{ rad/s}^2$$

Untuk mencari besar percepatan resultan yang terjadi pada rempeyek yang diputar pada tabung silinder, maka dihitung terlebih dahulu nilai percepatan tangensial dan percepatan normal dengan rumus sebagai berikut:

- Percepatan tangensial

$$\alpha_t = \alpha r \quad (2.16)$$

$$\alpha_t = 26,165 \text{ rad/s}^2 \cdot 0,15\text{m}$$

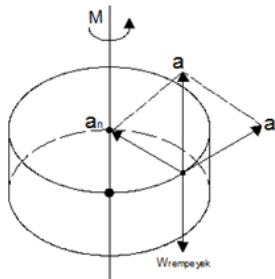
$$\alpha_t = 3,92\text{m/s}^2$$

- Percepatan normal

$$\alpha_n = \omega^2 r \quad (2.17)$$

$$\alpha_n = (52,33 \text{ rad/s})^2 \cdot 0,15\text{m}$$

$$\alpha_n = 410,76 \text{ m/s}^2$$



Gambar 4.3 Percepatan Pada Tabung

Selanjutnya menggunakan persamaan berikut untuk mencari besar percepatan resultannya.

$$\alpha = \sqrt{\alpha_t^2 + \alpha_n^2} \quad (2.18)$$

$$\alpha = \sqrt{(3,92 \text{ m/s}^2)^2 + (410,76\text{m/s}^2)^2}$$

$$\alpha = 410,77\text{m/s}^2$$

Selanjutnya mencari besar gaya yang bekerja pada tabung silinder dengan menggunakan rumus sebagai berikut:

$$F = m \cdot \alpha \quad (2.19)$$

$$F = 1 \text{ kg} \cdot 410,77 \text{ m/s}^2$$

$$F = 410,77 \text{ N}$$

$$F = 41,87 \text{ kgf}$$

4.3.2 Mencari Momen Torsi

Momen puntir atau yang sering disebut momen torsi dapat diketahui dengan rumus sebagai berikut:

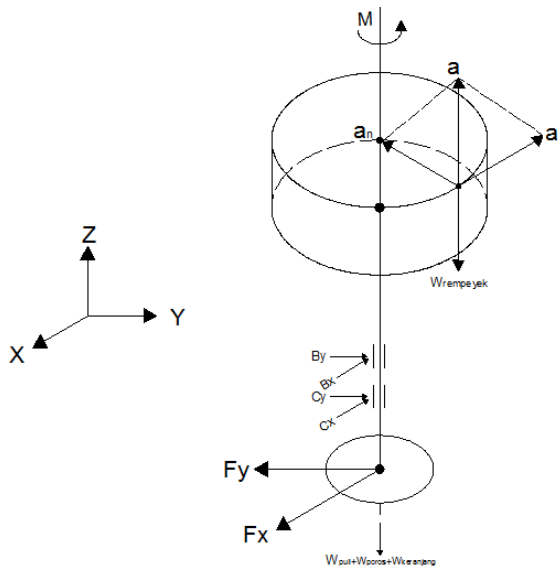
$$T = 9,74 \times 10^5 \cdot \frac{P_d}{n_2} \quad (2.20)$$

$$= 9,74 \times 10^5 \cdot \frac{0,147 \text{ Kw}}{500 \text{ rpm}}$$

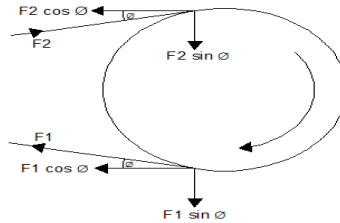
$$= 286,35 \text{ kgf.mm}$$

4.3.3 Diagram Benda Bebas

Gambar diagram benda bebas dari mesin ini adalah sebagai berikut:



Gambar 4.4 Diagram Benda Bebas



Gambar 4.5 Detail Gaya Pada Puli Sabuk V

Data yang diketahui:

- $F_1 = 5,43 \text{ kgf}$
- $F_2 = 1,84 \text{ kgf}$
- $\phi = 13,8^\circ$, didapatkan dari $\left(\phi = \frac{(180-\alpha)}{2}\right)$

Gaya yang bekerja pada titik Arah X dan Arah Y ditentukan dengan mengacu pada gambar 4.4 detail gaya pada puli sabuk V.

- Arah X

$$\begin{aligned} F_1+F_2 &= F_1 \sin \phi + F_2 \sin \phi \\ &= 5,43 \sin 13,8^\circ + 1,84 \sin 13,8^\circ \\ &= 1,73 \text{ kgf} \end{aligned}$$

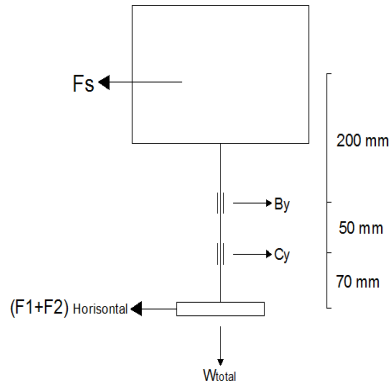
- Arah Y

$$\begin{aligned} F_1+F_2 &= F_1 \cos \phi + F_2 \cos \phi \\ &= 5,43 \cos 13,8^\circ + 1,84 \cos 13,8^\circ \\ &= 7,06 \text{ kgf} \end{aligned}$$

4.3.4 Reaksi Tumpuan

Reaksi tumpuan yang akan dibahas yaitu reaksi tumpuan pada bidang horisontal dan bidang vertikal.

- **Bidang Horizontal**



Gambar 4.6 Tinjauan Terhadap Bidang Horizontal

$$\begin{aligned}
 \rightarrow \sum F_y &= 0 \\
 - (F_1+F_2) + B_y + C_y - F_s &= 0 \\
 B_y + C_y &= (F_1+F_2) + F_s \\
 B_y + C_y &= 7,06 \text{ kgf} + 41,87 \text{ kgf} \\
 B_y + C_y &= 48,93 \text{ kgf} \dots\dots\dots \text{(Persamaan I)}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 + \sum M_{C_y} &= 0 \\
 (F_1+F_2)(70) + B_y(50) - F_s (250) &= 0 \\
 B_y (50) &= - (F_1+F_2) (70) + F_s (250) \\
 B_y (50) &= - 7,06 \text{ kgf} (70) + 41,87 \text{ kgf} (250) \\
 B_y &= \frac{-478,8 + 3662,5}{50} \text{ kgf} \\
 B_y &= 199,47 \text{ kgf} \dots\dots\dots \text{(Persamaan II)}
 \end{aligned}$$

Kemudian disubtitusikan persamaan II ke persamaan I:

$$\begin{aligned}
 B_y + C_y &= 48,93 \text{ kgf} \\
 199,47 \text{ kgf} + C_y &= 48,93 \text{ kgf} \\
 C_y &= 48,93 \text{ kgf} - 199,47 \text{ kgf} \\
 C_y &= - 151,17 \text{ kgf}
 \end{aligned}$$

Gambar 4.7 Diagram Bidang Potong

Potongan 1-1

Gambar 4.8 Gambar Potongan 1-1

$$\begin{aligned}\sum F_y &= 0 \\ -(F_1+F_2) + V_1 &= 0 \\ V_1 &= 7,06 \text{ kgf}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\sum M_1 &= 0 \\ M_1 + (F_1+F_2) (x_1) &= 0 \\ M_1 &= -7,06 \text{kgf} \cdot (x_1)\end{aligned}$$

$$0 \leq X_1 \leq 70$$

$$X_1 = 0 ; M_1 = 0$$

$$X_1 = 35 \text{ mm} ; M_1 = -247,1 \text{ kgf.mm}$$

$$X_1 = 70 \text{ mm} ; M_1 = -494,2 \text{ kgf.mm}$$

Potongan 2-2

Gambar 4.9 Gambar Potongan 2.2

$$\begin{aligned}\sum F_y &= 0 \\ -(F_1+F_2) + C_y + V_2 &= 0 \\ V_2 &= 7,06 \text{ kgf} - (-151,17 \text{ kgf}) \\ V_2 &= 158,23 \text{ kgf}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\sum M_2 &= 0 \\ M_2 + (F_1+F_2) (70+X_2) - C_y (X_2) &= 0 \\ M_2 &= C_y (X_2) - (F_1+F_2) (70+X_2) \\ M_2 &= -151,23 \text{ kgf} (X_2) - 7,06 \text{ kgf} (70+X_2) \\ M_2 &= -158,29 \text{ kgf} (X_2) - 494,2 \text{ kgf.mm}\end{aligned}$$

$$0 \leq X_2 \leq 50$$

$$X_2 = 0 ; M_2 = - 494,2 \text{ kgf.mm}$$

$$X_2 = 25 \text{ mm} ; M_2 = - 4451,45 \text{ kgf.mm}$$

$$X_2 = 50 \text{ mm} ; M_2 = - 8408,7 \text{ kgf.mm}$$

Potongan 3-3

Gambar 4.10 Gambar potongan 3-3

$$\sum F_y = 0$$

$$-(F_1+F_2) + B_y + C_y + V_3 = 0$$

$$V_3 = (F_1+F_2) - B_y - C_y$$

$$V_3 = 7,06 \text{ kgf} - 199,47 \text{ kgf} - (- 151,17\text{kgf})$$

$$V_3 = - 41,24 \text{ kgf}$$

$$\sum M_3 = 0$$

$$M_3 - B_y (X_3) - C_y (X_3+50) + (F_1+F_2) (X_3+120) = 0$$

$$M_3 = B_y (X_3) + C_y (X_3 + 50) - (F_1+F_2) (X_3 + 120)$$

$$M_3 = 199,47 \text{ kgf} (X_3) + (-151,17 \text{ kgf}) (X_3+50) - 7,06 \text{ kgf} (X_3+ 120)$$

$$M_3 = 41,24 (X_3) \text{ kgf.mm} - 8405,7 \text{ kgf.mm}$$

$$0 \leq X_3 \leq 200$$

$$X_3 = 0 ; M_3 = - 8405,7 \text{ kgf.mm}$$

$$X_3 = 100 \text{ mm} ; M_3 = - 4281,7 \text{ kgf.mm}$$

$$X_3 = 200 \text{ mm} ; M_3 = 0 \text{ kgf.mm}$$

- Bidang Vertikal

$$+ \sum F_z = 0$$

$$B_z + C_z - (W_{\text{tabung putar}} + W_{\text{poros}} + W_{\text{pulley}}) = 0$$

$$B_z + C_z = (W_{\text{tabung putar}} + W_{\text{poros}} + W_{\text{pulley}} + W_{\text{beban}})$$

$$\begin{aligned} B_z + C_z &= (2,5 \text{ kgf} + 1,45 \text{ kgf} + 0,3 \text{ kgf} + 1\text{kgf}) \\ &= 5,25 \text{ kgf} \end{aligned}$$

Asumsi:

Beban aksial yang transmisikan oleh bantalan diasumsikan sama, sehingga :

$$\begin{aligned}B_z &= C_z \\2 B_z &= W_{\text{total}} \\&= 5,25 \text{ kgf} \\B_z &= 2,625 \text{ kgf}\end{aligned}$$

4.3.5 Diagram Gaya Geser Dan Diagram Momen

Gambar 4.11 Diagram Gaya Geser Bidang Horisontal

Gambar 4.12 Diagram Momen Bidang Horisontal

4.3.6 Mencari Momen Gabungan

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

(2.21)

Karena momen vertikal (M_v) = 0, maka:

$$\begin{aligned}M &= \sqrt{(8408,7 \text{ kgf.mm})^2 + 0} \\&= 8408,7 \text{ kgf.mm}\end{aligned}$$

4.3.7 Diameter Poros

Untuk mencari diameter poros menggunakan persamaan sebagai berikut:

$$D = \sqrt[3]{\frac{16 N}{0,5 s_{yp} \cdot \pi} \sqrt{M^2 + T^2}} \quad (2.22)$$

Data yang diketahui

- M = momen gabungan pada poros ; 8408,7 kgf.mm
- T = Momen torsi ; 286,35 kgf.mm
- N = angka keamanan ; 2

Dimana bahan poros yang digunakan adalah stainless steel 304 (SS304). Pada tabel Mechanical Properties of Stainless Steel di lampiran 13 memiliki kekuatan tarik (S_{yp}) = 53 kgf/mm².

Maka:

$$D = \sqrt[3]{\frac{16 N}{0,5 S_{yp} \cdot \pi} \sqrt{M^2 + T^2}}$$

$$D = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 2}{0,5 \cdot 53 \text{ kgf/mm}^2 \cdot \pi} \sqrt{8408,7 \text{ kgf} \cdot \text{mm}^2 + 286,35 \text{ kgf} \cdot \text{mm}^2}}$$

$$D = 14,7 \text{ mm}$$

Dari perhitungan diatas, diameter minimum poros yang disarankan digunakan 14,7 mm, sedangkan diameter poros yang digunakan pada mesin 20 mm.

4.4 Perencanaan Pasak

Data yang diketahui:

1. W=H = lebar pasak = 5 mm
2. D_p = diameter poros = 20 mm
3. T = Momen Torsi = 286,35 kgf.mm²

Bahan pasak yang akan digunakan harus lebih kecil kekuatannya dibandingkan dengan bahan poros yang digunakan agar ketika terjadi kerusakan tidak perlu mengganti poros, tapi cukup mengganti pasaknya. Bahan yang dipilih untuk penggunaan pasak yaitu S40C yang memiliki dengan kekuatan tarik $S_{yp} = 35 \text{ kgf/mm}^2$

4.4.1 Tinjauan Terhadap Tegangan Geser

Gaya geser yang bekerja pada penampang mendarat $W \times L$ oleh gaya F. Seperti pada gambar 2.8. untuk mencari

panjang (L) pasak terhadap tegangan geser menggunakan rumus sebagai berikut:

$$L \geq \frac{2 T N}{W D \cdot 0,58 S_{yp}} \quad (2.23)$$

$$L \geq \frac{2 \cdot 286,35 \frac{kgf}{mm^2} \cdot 1,5}{5mm \cdot 20mm \cdot 0,58 \cdot 35 kgf/mm^2}$$

$$L \geq 0,42mm$$

Dari perhitungan diatas, panjang pasak minimal terhadap tegangan geser yang digunakan 0,42mm. Panjang pasak yang digunakan 20 mm.

4.4.2 Tinjauan Terhadap Tegangan Kompresi

Tegangan kompresi pada pasak segi empat terjadi pada setengah dari tinggi pasak yang masuk kedalam poros dan setengahnya lagi masuk kedalam hub. Untuk mencari panjang pasak aman digunakan terhadap tegangan kompresi menggunakan rumus sebagai berikut:

$$L \geq \frac{F N}{0,5 H S_{yp}} \quad (2.24)$$

$$L \geq \frac{4 T N}{0,5 H S_{yp}}$$

$$L \geq \frac{2 \cdot 286,35 \frac{kgf}{mm^2} \cdot 1,5}{0,5 \cdot 5mm \cdot 20mm \cdot 35kgf/mm^2}$$

$$L \geq 0,49mm$$

Dari perhitungan diatas, panjang pasak minimal yang digunakan 0,49mm terhadap tegangan kompresi. Panjang pasak yang digunakan 20 mm.

4.5 Perencanaan Bantalan

Bantalan yang digunakan untuk mesin ini berjenis “*single ball-bearing*”. Bearing yang digunakan berjenis UCF dengan type 204.

Gambar 4.13 Dimensi Block Bearing UCF 204

Pada tabel ukuran pillow block UCF didapatkan nilai sebagai berikut:

- a = 76 mm
- e = 54 mm
- d = 20 mm
- i = 25,5 mm
- Bi = 31 mm
- g = 11 mm

Data lain yang diketahui dalam perencanaan bearing sebagai berikut:

- C = 2750 C₀ = 1750
- b = konstanta untuk ball bearing, b = 3
- i = jumlah deret bearing, i = 2
- f_s = konstanta kondisi beban, f_s = 1,5
- v = faktor putaran (konstan), v = 1,0 (untuk ring dalam berputar)
- f = koefisien gesek, f = 0,015
- n = kecepatan putar poros, n = 500rpm

Gaya-gaya yang terdapat pada bearing antara lain:

- Fa = 2,625 kgf = 5,78 lbf
- Fr = 199,48 kgf = 438,85 lbf

Untuk mendapatkan besar gaya radial (F_r) menggunakan rumus :

$$\begin{aligned}
 F_r &= \sqrt{F_{By}^2 + F_{Bz}^2} \\
 &= \sqrt{(199,47kgf)^2 + (2,625kgf)^2} \\
 &= 199,48 \text{ kgf}
 \end{aligned}$$

4.5.1. Daya Kerugian pada Bearing (f_{HP})

Daya kerugian pada bearing diketahui dengan menggunakan persamaan 2.29:

$$f_{HP} = \frac{f \cdot F_r \cdot d \cdot n_2}{126.050} \quad (2.25)$$

$$f_{HP} = \frac{0,0015 \cdot 438,85 \text{ lbf} \cdot 0,78 \text{ inch} \cdot 500 \text{ rpm}}{126.050}$$

$$f_{HP} = 2,036 \text{ hp}$$

4.5.2. Beban Ekuivalen

Untuk mencari nilai beban ekuivalen menggunakan persamaan dibawah ini:

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

Untuk mengetahui nilai X dan Y dengan langkah-langkah berikut ini:

1. Diketahui harga C_0 dan C

$$C = 2750$$

$$C_0 = 1750$$

2. Setelah didapatkan nilai C_0 dan C, maka mencari harga $\frac{i \cdot F_a}{C_0}$.

$$\frac{i \cdot F_a}{C_0} = \frac{2 \cdot 5,78 \text{ lbf}}{1750} = 0,0066$$

3. Setelah itu, dari tabel “*Factor X dan Y for Ball Bearing*” dengan nilai 0,0066 pada lampiran 12 didapatkan nilai $e = 0,19$

4. Setelah itu mencari harga $\frac{F_a}{V \cdot F_r}$

$$\frac{F_a}{V \cdot F_r} = \frac{5,78 \text{ lbf}}{1,0 \cdot 438,85 \text{ lbf}} = 0,013$$

5. Kemudian dibandingkan nilai $\frac{F_a}{V \cdot F_r}$ dengan nilai e,

$$\frac{F_a}{V \cdot F_r} < e, \text{ maka } 0,013 < 0,19$$

Dari perbandingan diatas, didapatkan nilai X (kontanta radial) dan nilai Y (konstanta aksial):

$$X \text{ (konstanta radial)} = 1$$

$$Y \text{ (kontanta aksial)} = 0$$

Maka,

$$P = F_s(V.X.F_r + Y.F_a) \quad (2.26)$$

$$P = 1,0 (1,0.1.438,85 \text{ lbf} + 0.5,78 \text{ lbf})$$

$$P = 438,85 \text{ lbf}$$

4.5.3. Umur Bantalan

Untuk menghitung umur bantalan dapat menggunakan rumus sebagai berikut:

$$L_{10} = \left(\frac{10^6}{60.n} \right) \cdot \left(\frac{C}{P} \right)^{\frac{10}{3}} \quad (2.27)$$

$$L_{10} = \left(\frac{10^6}{60 \cdot 500rpm} \right) \cdot \left(\frac{2750}{438,85 \text{ lbf}} \right)^{\frac{10}{3}}$$

$$L_{10} = 151.124,558 \text{ jam kerja}$$

4.6 Kapasitas Mesin

Dalam satu kali proses kerja, mesin peniris minyak memakan waktu untuk peniris minyak 3 menit dan *loading and unloading* 2 menit. Pada proses tersebut, massa rempeyel yang dimasukkan kedalam tabung putar 1 kg. Untuk mengetahui kapasitas mesin menggunakan persamaan 2.33:

$$\begin{aligned} \text{Kapasitas} &= \frac{\text{kuantitas}}{\text{waktu}} & (2.28) \\ &= \frac{1kg}{3 \text{ menit} + 2 \text{ menit}} \times \frac{60 \text{ menit}}{\text{jam}} \\ &= 12 \text{ kg/jam} \end{aligned}$$

4.7 Hasil Dan Analisa Percobaan

Dalam percobaan yang dilakukan, terdapat tiga hal yang diutamakan yaitu: Tekanan vakum, presentase minyak tertiriskan, dan tingkat kerusakan.

4.7.1 Tekanan Vakum

Pengujian tekanan vakum pada mesin peniris minyak sudah ditentukan besaran tekanan yang akan digunakan pada sampel rempeyek yaitu 0 cmHg, 20cmHg, 40cmHg, dan 60 cmHg. Minyak yang tertiriskan berkisar 4 – 6 gram (gambar 4.13) nilai minyak tertiriskan tertinggi pada tekanan 40cmHg dan 60cmHg.

Gambar 4.14 Perbandingan Tekanan Vakum

Dari gambar 4.13 perbandingan tekanan vakum dapat diketahui bahwa pada tekanan 0 cmHg mampu menirisakan minyak 4 gram. Pada tekanan 20cmHg mampu menirisakan 5 gram. Sedangkan pada tekanan vakum 40cmHg dan 60cmHg mampu menirisakan minyak 6 gram. Dapat disimpulkan bahwa penirisan minyak pada mesin peniris minyak dengan teknologi vakum berpengaruh pada proses penirisan minyak. Tekanan yang sesuai digunakan untuk penirisan minyak pada rempeyek yaitu 40cmHg.

4.7.2 Presentase Minyak Tertiriskan

Pengujian pada presentase minyak tertiriskan telah ditentukan pada sampel rempeyek dengan berat 650-700 gram dengan waktu yang digunakan 3 menit, 5 menit, dan 7 menit. hasil dari pengujian dapat dilihat pada gambar 4.14.

Gambar 4.15 Presentase Minyak Tertiriskan

Dari gambar 4.14 presentase minyak Yang Tertiriskan dapat diketahui bahwa pada garis warna biru mampu meniriskan minyak 29 gram, pada garis merah mampu meniriskan 26 gram, dan pada garis hijau mampu meniriskan 33 gram.

Dari gambar 4.14 diketahui bahwa pada waktu 3 menit mampu meniriskan minyak dengan jumlah tertinggi, hal ini disebabkan karena belum dilakukan proses peniris setelah penggorengan sehingga minyak yang terkandung pada rempeyek setelah proses penggorengan masih tinggi. Sedangkan pada waktu 5 menit dan 7 menit, jumlah minyak yang tertiriskan kecil, hal ini disebabkan karena sudah terjadi proses penirisan pada waktu 3 menit. Dengan menggunakan persamaan 2.29 dapat diketahui presentase minyak yang tertiriskan pada setiap sampel yang diuji. Pada sampel 1 minyak yang tertiriskan sebanyak 4,27%, pada sampel 2 sebanyak 3,95%, dan pada sampel 3 sebanyak 4,78%.

Dapat disimpulkan bahwa proses penirisan minyak dengan jumlah tertinggi terjadi setelah proses penggorengan. Dan massa rempeyek yang terkandung juga memengaruhi presentase yang tertiriskan.

4.7.3 Tingkat Kerusakan

Dari data pada tabel 4.3 massa rempeyek yang rusak, dapat diketahui bahwa pada waktu penirisan selama 7 menit, tingkat kerusakan rempeyek pada setiap sampel berbeda.

Gambar 4.16 Presentase Rusak

Menggunakan persamaan 2.30, Pada sampel 1 presentase rusak sebesar 33%, pada sampel 2 sebanyak 35,4%, dan pada sampel 3 sebanyak 30,45%. Dari hasil uji coba yang dilakukan, tingkat presentase kerusakan dipengaruhi oleh jumlah yang ditiriskan. Hal tersebut dikarenakan semakin banyak dan padat rempeyek yang ada didalam tabung putar, dapat mengurangi gerakan bebas rempeyek saat berputar. Dan juga faktor pada waktu memasukkan rempeyek kedalam tabung putar dan ditata menjadi kunci untuk meminimalkan presentase kerusakan.

(halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB V

PENUTUP

5.1 Kesimpulan

Berdasarkan dari hasil perencanaan dan perhitungan pada mesin peniris minyak, maka didapatkan data-data sebagai berikut:

1. Daya yang dibutuhkan untuk menggerakkan mesin sebesar 147 watt.
2. Putaran yang dipakai 500 rpm dari putaran awal 1500 rpm.
3. Diameter pulley penggerak 50,4 mm dan diameter pulley yang digerakkan 152,4 mm
4. Sabuk V yang digunakan adalah type A dengan nomor seri 31
5. Diameter poros minimal yang diijinkan 14,7 mm
6. Kapasitas mesin sebesar 12 kg/jam

Berdasarkan dari hasil percobaan pada mesin peniris minyak, didapatkan data-data sebagai berikut:

1. Tekanan vakum yang digunakan sebesar 40cmHg.
2. Jumlah minyak tertiriskan terbesar pada waktu awal yaitu pada 3 menit pertama.
3. Presentase kerusakan rempeyek terbanyak yaitu 33% dari jumlah total.
4. Minyak tertiriskan terbanyak pada jumlah rempeyek terbesar yang ditiriskan.
5. Presentase rusak terkecil dari rempeyek terbanyak yang dimasukkan ke tabung.
6. Untuk mengurangi presentase kerusakan rempeyek, rempeyek ditata pada saat pemasukkannya kedalam tabung.

5.2 Saran

Berdasarkan dari hasil uji mesin yang telah dilakukan, saran yang diberikan untuk pengembangan mesin sebagai berikut:

1. Dalam uji coba mesin ini yang kurang adalah perlakuan peletakkan rempeyek pada bilik tabung dengan posisi tegak apakah memiliki nilai presentase kerusakan lebih kecil dari posisi datar atau tidak.
2. Kecepatan yang digunakan untuk penirisan minyak pada rempeyek masih tergolong tinggi

DAFTAR PUSTAKA

1. Deuteschman Aaron D. 1975. *Machine Design Theory And Practice*, Macmillan Publishing Co, Inc, Newyork
2. Doborvolsky V . *Machine Elements* : Peace Publishers, Moscow
3. Hamimi, Dkk. 2011. Uji Kinerja Mesin Peniris Minyak Goreng Pada Pengolahan Keripik. Lampung : Fakultas Pertanian Universitas Lampung
4. Hibeller, R.C. 2010. *Dynamics 12th*. Prencitic Hall, New Jersey
5. Romadloni, Burhanuddin Syahri. 2012. Rancang Bangun Mesin Peniris Minyak Pada Kacang Telur. Yogyakarta : Fakultas Teknik Mesin Universitas Negeri Yogyakarta.
6. Said, Soeprapto Rahmad. 2003. Alat Pengering (Peniris) Sistem Vakum Pada Gorengan Ceriping Ubi. Laporan Hasil Program Vucer. Yogyakarta : Fakultas Teknik Universitas Negeri Yogyakarta
7. Sularso, Kiyokatsu Suga. (2004). “Dasar Perencanaan Dan Pemilihan Elemen Mesin”, PT Pradnya Paramitha, Jakarta.

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

LAMPIRAN

Lampiran 1
Tabel Konversi

Lampiran 2
Faktor Koreksi (Fc)

Lampiran 3
Diagram Pemilihan V-belt

Lampiran 4
Dimensi V-Belt

Lampiran 5
Panjang Nominal Sabuk

Lampiran 6
Sudut kontak dan Panjang Belt

Lampiran 7

Bahan poros dan bahan pasak

Standard 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 difrais dingin	S35C - D	-	53	Ditarik dingin, digernda, dibu-but , atau gabungan antara hal-hal tersebut
	S45C - D	-	60	
	S55C - D	-	72	

Lampiran 8
Mechanical properties of Stainless Steel

Lampiran 9
Service Faktor Roll Bearing

No.	Type of service	Multiply calculated load by following factors	
		Ball Bearing	Roller Bearing
1	Uniform and steady load	1,0	1,0
2	Light shock load	1,5	1,0
3	Moderate shock load	2,0	1,3
4	Heavy shock load	2,5	1,7
5	Extreme and indefinite shock load	3,0	2,0

Lampiran 10
Berat jenis v-belt dan modulus elastisitas

Lampiran 11
Standar dimension and load rating of radial rolling bearing

Lampiran12
 Faktor X and Y for ball bearing

Lampiran 13
 Mechanical Properties of Stainless steel

Lampiran 14
 Spesifikasi Pompa Vakum VE115N

MODEL		VE115N	VE125N	VE135N
Laju alir	50Hz	1.8CFM	2.5CFM	3.5CFM
		51L/min	70L/min	100L/min
	60 HZ	2.0CFM	3.0CFM	4.0CFM
		57L/min	84L/min	113L/min
Vacuum Ultimate	Tekanan parsial	2 Pa	2 Pa	2 Pa
	Tekanan Total	150 mikron	150 mikron	150 mikron
daya (kW)		1/4HP	1/4HP	1/3HP
Inlet Pelabuhan		1/4 " Flare	1/4 " Flare	1/4 " & 3/8 " Flare
Kapasitas minyak (L)		250 ml	250 ml	250 ml

dimensi (rpm)	290*124 *224mm	290*124 *224mm	318*124* 234mm
berat (Kg)	6.6Kg	7.1Kg	8.0Kg

Lampiran 15
Posisi Rempeyek Sebelum Diputar

Lampiran 16
Posisi Rempeyek Setelah Diputar

Lampiran 17
Minyak Tertiriskan Di Dinding Tabung

Lampiran 18
Perbandingan Rempeyek Utuh Dengan Yang Rusak

Lampiran 19
Tabel Hasil Percobaan

Tabel 1 Perbandingan Tekanan Vakum Yang Digunakan

No.	Massa Rempeyek	Tekanan Vakum	Waktu Yang Digunakan	Massa Minyak Yang Tertiris
1	257 gram	0 cmHg	3 menit	4 gram
2	251 gram	20cmHg	3 menit	5 gram
3	254 gram	40cmHg	3 menit	6 gram

4	255 gram	60cmHg	3 menit	6 gram
---	----------	--------	---------	--------

Tabel 2 Perbandingan Minyak Yang Tertiriskan

No.	Massa Rempeyek	Massa Rempeyek Yang Tertiriskan			Jumlah
		3 menit	5 menit	7 menit	
1	679 gram	20 gram	7 gram	2 gram	29 gram
2	657 gram	18 gram	6 gram	2 gram	26 gram
3	689 gram	22 gram	8 gram	3 gram	33 gram

Tabel 3 Perbandingan Rempeyek yang Rusak

No	Massa Rempeyek	Massa rempeyek Yang Pecah
1	679 gram	225 gram
2	657 gram	233 gram
3	689 gram	210am

BIODATA PENULIS

1. Penulis 1



Penulis bernama lengkap Armada Siryogiawan dilahirkan dari keluarga sederhana di Madiun, 20 Maret 1996, merupakan anak kesatu dari dua bersaudara pasangan Bapak Suharmanto dan Sri Sundari. Yang beralamat di JL. Nusa Indah No. 1 , Desa Dempelan, Kecamatan Madiun, Kabupaten Madiun. Pendidikan formal pertama adalah SDN 03 KLEGEN, SMPN 4 Madiun, dan SMAN 1 Madiun. Kemudian penulis lulus dan diterima di Jurusan Departemen Teknik Mesin Industri Kerjasama ITS- DISNAKERTRANSDUK Prov. Jawa Timur melalui seleksi ujian masuk D-3 pada tahun 2014 dan terdaftar dengan Nomor Registrasi Pokok (NRP) 2114039007.

Di jurusan Departemen Teknik Mesin Industri Kerjasama ITS- DISNAKERTRANSDUK ini penulis mengambil spesialisasi di program studi Manufaktur. Penulis dikenal aktif mengikuti kegiatan Program Kreativitas Mahasiswa ITS pada tahun 2014 dan 2016. Penulis sempat merasakan magang di PT. Industri Kereta Api di Madiun pada tahun 2015 sebagai Pabrikasi di Divisi Teknik dan Perakitan. Selain itu, ketertarikan penulis terhadap dunia manufaktur mendorongnya berperan aktif untuk menerapkan keterampilannya di dalam maupun di luar kampus, yang disumbangkan dengan peran aktif di Organisasi Forum Komunikasi M3NER-ITS 2014-2017 sebagai anggota, dan Forum Mahasiswa Madiun Surabaya (FORMAD) sebagai anggota dan staf inti .

2. Penulis 2



Penulis bernama lengkap Ashwin Showabi di Sidoarjo pada tanggal 29 Maret 1996. Merupakan anak kedua dari tiga bersaudara. Alamat rumah yang kini ditinggali di Jalan Blambangan Desa Tambaksawah Kecamatan Waru Kabupaten Sidoarjo. Pendidikan formal yang telah ditempuh dari kecil yaitu TKM Muslimat Tambaksawah, MI Nurul Ikhlas Tambaksawah, MTs plus Darul Ulum Jombang, dan SMA Darul Ulum 1 Jombang dan sekarang menempuh pendidikan di Departemen Teknik Mesin Industri Jurusan Teknik Mesin Produksi Fakultas Vokasi Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya dengan nomor registrasi 2114039019.

Di Jurusan Teknik Mesin Produksi kerjasama ITS-DISNAKERTRANSDUK mengambil spesialisasi pada bidang manufaktur. Penulis telah melaksanakan Kerja Praktek Di PT. Industri Kereta Api Madiun di divisi fabrikasi dan assembly pada tahun 2015.