



TUGAS AKHIR - TM 145648

**PERENCANAAN SISTEM TRANSMISI MESIN
PENYARING SOLAR BERKAPASITAS 1 l/min
DENGAN SISTEM MAGNETIK**

**MUCHAMMAD JIHAD BERLIAN MAHARDHIKA
NRP. 10211500010012**

**NURDIAN SARI PANGESTUTI
NRP. 10211500010049**

**Dosen Pembimbing
Ir. Suhariyanto, MT**

**Instruktur Pembimbing
Jiwo Mulyono, S.Pd**

**DEPARTEMEN TEKNIK MESIN INDUSTRI
KERJASAMA ITS - DISNAKERTRANS SURABAYA
JAWA TIMUR
Fakultas Vokasi
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
2018**



TUGAS AKHIR – TM 145648

**PERENCANAAN SISTEM TRANSMISI MESIN PENYARING
SOLAR BERKAPASITAS 1 l/min DENGAN SISTEM
MAGNETIK**

**MUCHAMMAD JIHAD BERLIAN MAHARDHIKA
NRP. 10211500010012**

**NURDIAN SARI PANGESTUTI
NRP. 10211500010049**

**Dosen Pembimbing
Ir. Suhariyanto, MT**

**Instruktur Pembimbing
Jiwo Mulyono, SPd**

**DEPARTEMEN TEKNIK MESIN INDUSTRI
KERJASAMA ITS – DISNAKERTRANS SURABAYA
JAWA TIMUR
Fakultas Vokasi
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2018**



FINAL PROJECT – TM 145648

**PLANNING OF TRANSMISSION SYSTEM OF SOLAR
FILTER MACHINE CAPACITY 1 l/min WITH MAGNETIC
SYSTEM**

**MUCHAMMAD JIHAD BERLIAN MAHARDHIKA
NRP. 10211500010012**

**NURDIAN SARI PANGESTUTI
NRP. 10211500010049**

**Counsellor Lecturer
Ir. Suhariyanto, MT**

**Counsellor Instructor
Jiwo Mulyono, SPd**

**DEPARTMENT OF INDUSTRIAL MACHINERY
ENGINEERING COOPERATION ITS – DISNAKERTRANS
SURABAYA
EAST JAVA
Vocational Faculty
Institute of Technology Sepuluh Nopember
Surabaya 2018**

LEMBAR PENGESAHAN

PERENCANAAN SISTEM TRANSMISI MESIN PENYARING SOLAR BERKAPASITAS 1 l/min DENGAN SISTEM MAGNETIK

TUGAS AKHIR

Diajukan Guna Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Ahli Madya
Pada Bidang Studi Elemen Mesin
Program Studi Departemen Teknik Mesin Industri
Kerjasama Disnakertrans - ITS
Fakultas Vokasi
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh:

Muchammad Jihad Berlian Mahardhika

NRP. 10211500010012

Nurdian Sari Pangestuti

NRP. 10211500010049

Disetujui oleh Pembimbing Tugas Akhir:

Dosen Pembimbing



Instruktur Pembimbing

Jowo Mulyono S.Pd

NIP. 19610511 198203 1 007

PERENCANAAN SISTEM TRANSMISI MESIN PENYARING SOLAR BERKAPASITAS 1 l/m DENGAN SISTEM MAGNETIK

Nama Mahasiswa : Muchammad Jihad Berlian Mahardhika
NRP : 10211500010012
Nama Mahasiswa : Nurdian Sari Pangestuti
NRP : 10211500010049
Jurusan : Departemen Teknik Mesin Industri
Kerjasama ITS - Disnakertrans
Dosen Pembimbing : Ir. Suhariyanto, MT

ABSTRAK

Bahan bakar solar digunakan pada mesin diesel. Dalam penyimpanannya solar dapat terkontaminasi oleh kotoran. Baik kotoran padatan maupun kecil berupa alga maupun jamur. Untuk itu digunakan *fuel filter* yang berfungsi menyaring kotoran tersebut. Penyaringan dilakukan dengan tambahan sistem magnetik yang membantu kerja filter dalam menyaring kotoran kecil. Pada motor didapat putaran 2900 rpm sedangkan mesin penyaring solar membutuhkan putaran 1400 rpm. Oleh karena itu dibuat Perencanaan Sistem Transmisi Mesin Penyaring Solar Berkapasitas 1 l/m dengan Sistem Magnetik sebagai judul Tugas Akhir.

Untuk merencanakan mesin tersebut dilakukan survei mengenai mesin penyaring solar, dilanjutkan dengan perencanaan gambar desain, perhitungan untuk sistem transmisi, pengadaan komponen, perakitan, hingga pengujian alat tersebut.

Hasil dari perencanaan ini yaitu desain dan mesin penyaring solar dengan sistem magnetik. Gaya sebesar 3,3 kgf dengan torsi 41,91 kgf sehingga dayanya adalah 124,78 Watt atau 0,124 kW. Perhitungan perencanaan sistem transmisi yaitu *belt type A*, poros dengan bahan ST42 memiliki diameter 15 mm, dan *bearing* gelinding type *single row ball bearing B* dengan prediksi umur 377919726,3 hari dan *bearing C* yaitu 3003885,53 hari. Dengan daya yang dibutuhkan pompa yaitu 268,051 Watt. Serta dengan volume 1 liter mesin penyaring solar rata-rata membutuhkan waktu 3 menit 30,51 detik dalam 3 kali siklusnya.

Kata kunci : mesin diesel, solar, *filter*, sistem transmisi

PLANNING OF TRANSMISSION SYSTEM OF SOLAR FILTER MACHINE CAPACITY 1 l/min WITH MAGNETIC SYSTEM

Name : Muchammad Jihad Berlian Mahardhika
NRP : 10211500010012
Name : Nurdian Sari Pangestuti
NRP : 10211500010049
**Department : Department of Engineering Industry
Machine Cooperation ITS - Disnakertrans**
Counsellor Lecturer : Ir. Suhariyanto, MT

ABSTRACT

Diesel fuel used on diesel engines. In the storage of diesel can be contaminated by dirt. Both solid and small impurities are algae or mushroom. For that used fuel filter that serves to filter the dirt. Filtering can be done with the addition of a magnetic system that can help the filter work in filtering out small impurities. On the motorbike is obtained 2400 rpm rotation while the diesel filter engine requires a slow rotation of 1400 rpm. Therefore a Planning Transmission System of Solar Filter Machine Capacity 1 l/min with Magnetic System was made as the title of the Final Project.

To plan the machine, a survey was conducted on a solar filter machine, followed by design drawing planning, calculations for transmission systems, component procurement, assembly, and testing of the equipment.

The results of this design are the design and engine of the solar filter with a magnetic system. The force of 3.3 kgf with torque of 41.91 kgf so the power is 124.78 Watt or 0.124 kW. Calculation of transmission system planning is belt type A, shaft with material ST42 has diameter 15 mm, and bearing gelinding type single row ball bearing B with prediction age 377919726,3 day and bearing C that is 3003885,53 day. The power of the pump is 268,051 Watt. And with a volume of 1 liter of diesel filtering machine, it takes an average of 3 minutes 30,51 seconds in 3 cycles.

Keywords : diesel engines, fuel, filter, transmission system

KATA PENGANTAR

Alhamdulillah, segala puji dan syukur kami panjatkan kehadirat Allah SWT. Karena atas rahmat dan hidayahnya-Nya, tugas akhir yang berjudul “Perencanaan Sistem Transmisi Mesin Penyaring Solar Berkapasitas 1 l/min dengan Sistem Magnetik” ini dapat disusun dan diselesaikan dengan lancar.

Penelitian yang kami lakukan dalam rangka menyelesaikan mata kuliah Tugas Akhir yang merupakan salah satu persyaratan yang harus dipenuhi oleh setiap mahasiswa Program Studi Departemen Teknik Mesin Industri Kerjasama Disnakertrans Fakultas Vokasi - ITS, sesuai dengan kurikulum yang telah ditetapkan. Selain itu penelitian ini juga merupakan suatu bukti nyata yang diberikan almamater dalam rangka pengabdian masyarakat dalam bentuk teknologi tepat guna.

Banyak pihak yang telah membantu selama pengerjaan penelitian ini, oleh karena itu pada kesempatan ini kami sampaikan tarima kasih kepada :

1. Bapak Dr. Ir. Heru Mirmanto, MT selaku Kepala Departemen Teknik Mesin Industri yang telah memberikan bimbingan.
2. Bapak Jiwo Mulyono, S.Pd selaku koordinator program studi Departemen Teknik Mesin Industri dan instruktur pembimbing mata kuliah Tugas Akhir di UPT-PK Disnakertrans Surabaya.
3. Bapak Ir. Suhariyanto, M.Sc selaku koordinator mata kuliah tugas akhir dan dosen pembimbing Tugas Akhir.
4. Bapak Giri Nugroho, ST, MSc selaku dosen wali Departemen Teknik Mesin Industri Fakultas Vokasi – ITS yang telah banyak memberikan bimbingan dan nasehat kepada kami.
5. Bapak Dosen tim penguji yang telah memberikan kritik dan

saran dalam penyempurnaan dan pengembangan Tugas Akhir ini.

6. Seluruh dosen dan staf pengajar Departemen Teknik Mesin Industri Fakultas Vokasi-ITS, yang telah membantu selama menimba ilmu di bangku kuliah.
7. Ayah dan Ibu tercinta beserta kakak, adik, anggota keluarga, dan orang - orang yang kami cintai atas doa dan dukungannya.
8. Seluruh rekan - rekan angkatan 2015 yang banyak membantu penulis.
9. Rizky, Latus, Ina, Nova, Ending, Debby, dan Helmi yang selalu memotivasi penulis.
10. Semua pihak yang belum tertulis dan tidak mungkin disebutkan satu persatu yang telah berperan dalam pengerjaan penyusunan laporan ini.

Semoga segala keikhlasan dan kebaikan yang telah diberikan mendapatkan balasan yang terbaik dari Tuhan Yang Maha Esa, Amin.

Karena keterbatasan waktu dan kemampuan penulis, sebagai manusia kami menyadari dalam penulisan ini masih terdapat beberapa kesalahan, keterbatasan, dan kekurangan. Oleh karena itu, kami mengharap kritik dan saran membangun sebagai masukan untuk penulis dan kesempurnaan Tugas Akhir ini. Semoga dengan penulisan Tugas Akhir ini dapat bermanfaat bagi semua pihak, mahasiswa Departemen Teknik Mesin Kerjasama Disnakertrans Fakultas Vokasi - ITS pada khususnya.

Surabaya, 7 Juli 2018

Penulis

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL	i
LEMBAR PENGESAHAN	iii
ABSTRAK	iv
ABSTRACT	v
KATA PENGANTAR	vi
DAFTAR ISI	viii
DAFTAR GAMBAR	xii
DAFTAR TABEL	xiii
BAB I PENDAHULUAN	1
1.1 Latar Belakang	1
1.2 Rumusan Masalah	2
1.3 Batasan Masalah.....	2
1.4 Tujuan Perancangan	2
1.5 Manfaat Perancangan	3
1.6 Sistematika Penulisan.....	3
 BAB II DASAR TEORI	5
2.1 Bahan Bakar Solar	5
2.1.1 Sifat Bahan Bakar Solar.....	5
2.1.2 Persyaratan yang Menentukan Kualitas Solar	6
2.2 Fuel Filter.....	6
2.2.1 Mesh Filter.....	7
2.3 Perencanaan Gaya, Torsi dan Daya	9
2.3.1 Torsi.....	9
2.3.2 Daya	9
2.4 Perencanaan <i>Belt</i> dan <i>Pulley</i>	10
2.4.1 Menghitung Diameter <i>Pulley</i> yang Digunakan.....	11
2.4.2 Perencanaan Daya	12
2.4.3 Perencanaan Pemilihan Tipe <i>Belt</i>	14
2.4.4 Pemilihan dan Perhitungan Diameter <i>Pulley</i>	15
2.4.5 Perencanaan Panjang <i>Belt</i>	16
2.4.6 Kecepatan Keliling <i>Belt</i>	16

2.4.7 Perhitungan Gaya pada <i>Belt</i>	17
2.4.8 Sudut Kontak	18
2.4.9 Tegangan Maksimum <i>Belt</i>	19
2.4.10 Prediksi Umur <i>Belt</i>	20
2.5 Poros	21
2.5.1 Hal-hal Penting dalam Perencanaan Poros	22
2.5.2 Bidang Vertical dan Horizontal	23
2.5.3 Diameter dan Bahan Poros	23
2.5.4 Poros dengan Beban Puntir.....	24
2.5.5 Poros dengan Beban Momen Bending dan Momen Puntir yang Konstan	24
2.6 <i>Bearing</i>	25
2.6.1 Klasifikasi Bantalan.....	26
2.6.2 Perencanaan Bantalan	27
2.6.3 Menghitung Gaya Radial pada Bantalan	28
2.6.4 Beban Ekuivalen pada Bantalan	28
2.6.5 Prediksi Umur <i>Bearing</i>	30
2.7 Daya Pompa.....	32
2.7.1 Head Loss Total.....	32
2.7.1.1 Head Loss Mayor.....	33
2.7.1.2 Head Loss Minor	36
BAB III METODOLOGI.....	36
3.1 Diagram Alir Proses Pembuatan Mesin Penyaring Solar dengan Sistem Magnetik.....	36
3.2 Desain Mesin Penyaring Solar dengan Sistem Magnetik	39
3.3 Mekanisme Kerja Mesin Penyaring Solar dengan Sistem Magnetik	41
BAB IV ANALISA DAN PEMBAHASAN	43
4.1 Analisa Gaya.....	43
4.2 Perhitungan Daya.....	43
4.3 Perencanaan <i>Belt</i> dan <i>Pulley</i>	44

4.3.1 Menghitung Daya perencanaan (Pd) dan Torsi Perencanaan (Td)	44
4.3.2 Pemilihan Tipe Belt	46
4.3.3 Menghitung Diameter <i>Pulley</i> yang Digerakkan	47
4.3.4 Kecepatan Keliling Belt.....	48
4.3.5 Panjang Belt (L).....	49
4.3.6 Pengecekan Jarak Antar Poros (C)	49
4.3.7 Perhitungan Gaya pada belt	50
4.3.8 Pengecekan Jumlah Belt	51
4.3.9 Tegangan Maksimum pada <i>Belt</i>	53
4.3.10 Perhitungan Umur <i>Belt</i>	54
4.4 Perencanaan Poros	55
4.4.1 Jenis Bahan Poros yang Digunakan	55
4.4.2 Perhitungan Diameter Poros	55
4.5 Perhitungan Bearing	56
4.5.1 Perhitungan Beban Radial pada Bearing	56
4.5.1.1 Beban Radial pada Bearing B	57
4.5.1.2 Beban Radial pada Bearing C	57
4.5.2 Beban Equivalen pada Bearing B	57
4.5.3 Beban Equivalen pada Bearing C	58
4.5.4 Umur Bearing B.....	59
4.5.5 Umur Bearing C.....	60
4.6 Daya Pompa.....	61
4.6.1 Perhitungan Head Loss	61
4.6.1.1 Perhitungan Head Loss Mayor	62
4.6.1.2 Perhitungan Head Loss Minor	62
4.6.2 Perhitungan Daya Pompa.....	63
4.7 Hasil Perencanaan Mesin.....	65
4.8 Hasil Pengujian Mesin.....	67
BAB V PENUTUP	69
5.1 Kesimpulan	69
5.2 Saran	70

DAFTAR PUSTAKA 71
LAMPIRAN 72
BIODATA PENULIS 95

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1 <i>V-belt</i>	10
Gambar 2.2 Konstruksi dan Dimensi <i>V-belt</i>	10
Gambar 2.3 Bentuk Roda <i>pulley</i> untuk <i>V-belt</i>	11
Gambar 2.4 Transmisi <i>Belt</i> dan <i>Pulley</i>	11
Gambar 2.5 Diagram Pemilihan <i>V-belt</i>	14
Gambar 2.6 <i>Single Row Ball Bearing</i>	26
Gambar 2.7 Tipe <i>Bearing</i> Gelinding	28
Gambar 2.8 Kekasaran Relatif Berbagai Macam Pipa	35
Gambar 3.1 Diagram Alir Pembuatan Mesin Penyaring Solar dengan Sistem Magnetik	33
Gambar 3.2 Desain Mesin Penyaring Solar dengan Sistem Magnetik	36
Gambar 4.1 Diagram Pemilihan <i>V-belt</i>	46
Gambar 4.2 Dimensi <i>V-belt</i>	47
Gambar 4.3 Perencanaan Sistem Transmisi <i>belt</i> dan <i>pulley</i>	48
Gambar 4.4 Aliran Fluida pada Instalasi Pompa.....	61
Gambar 4.5 Proses Perakitan Mesin (1)	65
Gambar 4.6 Proses Perakitan Mesin (2)	65
Gambar 4.7 Hasil Jadi Mesin Penyaring Solar	66

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1 Tabel <i>Mesh Filter</i>	7
Tabel 2.2 Faktor koreksi <i>belt</i>	12
Tabel 2.3 Dimensi <i>V-belt</i>	15
Tabel 2.4 Diameter <i>pulley</i> yang kecil.....	16
Tabel 2.5 Koefisien gesek (f) antara <i>belt</i> dan <i>pulley</i>	18
Tabel 2.6 Sudut jontak dan panjang <i>belt</i>	19
Tabel 2.7 Dimensi dan bahan untuk <i>belt</i>	20
Tabel 2.8 <i>Ball Bearing Service Factor</i> , F_s	30
Tabel 2.9 Harga koefisien kerugian-head (k) untuk berbagai komponen.....	36
Tabel 4.1 Hasil Pengujian.....	5

BAB 1

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Bahan bakar banyak digunakan, terutama pada motor bakar. Bahan bakar yang digunakan dalam motor bakar yaitu solar, terutama pada mesin diesel. Solar lama kelamaan dalam penyimpanannya, akan terkontaminasi baik itu berupa kotoran padatan maupun kotoran kecil seperti alga dan juga jamur. Dari adanya kotoran tersebut dapat mengakibatkan kerusakan kualitas solar itu sendiri dan juga gangguan pada komponen sistem.

Kotoran dalam bentuk padatan dapat tersaring dengan adanya *filter*. Berbeda dengan kotoran kecil seperti alga dan jamur yang ukurannya lebih kecil dari ukuran mesh *filter*. Jika hanya menggunakan *filter*, ukuran alga yang lebih kecil dari mesh *filter* tidak dapat tersaring. Alga dan jamur yang terlewat inilah menyebabkan kualitas bahan bakar yaitu solar menurun, sehingga dapat mengakibatkan kerugian dan kerusakan tertentu pada suatu komponen sistem. Dilakukan perencanaan mesin dengan sistem transmisi *belt* dan *pulley* untuk menurunkan putaran dari motor yaitu 2900 rpm menjadi 1400 rpm. Oleh karena itu perlu dibuat Perencanaan Sistem Transmisi Mesin Penyaring Solar Berkapasitas 1 l/min dengan Sistem Magnetik sebagai judul tugas akhir.

1.2 Rumusan Masalah

Dari uraian diatas dapat disimpulkan permasalahan yang muncul dari perancangan ini adalah :

1. Bagaimana mendesain dan membuat mesin penyaring solar dengan cara magnetik yang baik?

2. Berapa hasil perhitungan gaya maupun daya yang dibutuhkan mesin penyaring solar dengan sistem magnetik?
3. Berapa hasil perhitungan sistem transmisi yang digunakan pada mesin penyaring solar dengan sistem magnetik?
4. Berapa hasil perhitungan daya yang dibutuhkan pompa?
5. Berapa waktu yang diperlukan untuk menyaring solar dengan volume 1 liter?

1.3 Batasan Masalah

Untuk mencapai tujuan perancangan dan memperjelas lingkup permasalahan yang akan dibahas, maka perlu ditentukan batasan-batasan masalahnya, yaitu mengenai “Perencanaan Sistem Transmisi Mesin Penyaring Solar Berkapasitas 1 l/min dengan Sistem Magnetik”. Dimana dalam batasan masalah ini diperlukan parameter-parameter yang nantinya dapat dijadikan acuan dalam pembahasan penulisan. Diantara parameter-parameter tersebut adalah :

1. Sistem magnetik tidak dibahas lebih lanjut.
2. Bahan bakar yang dibahas yaitu hanya solar.
3. Poros dianggap hanya mengalami beban puntir.
4. Pemilihan komponen mesin diutamakan yang sudah ada di pasaran.

1.4 Tujuan Perancangan

Dengan mengacu pada latar belakang dan permasalahan diatas maka tujuan yang akan dicapai dari pembuatan “Perencanaan Sistem Transmisi Mesin Penyaring Solar Berkapasitas 1 l/min dengan Sistem Magnetik” ini adalah:

1. Untuk merancang mesin penyaring solar yang dapat bekerja dengan baik.
2. Menghitung gaya dan daya yang dibutuhkan mesin penyaring solar dengan sistem magnetik.
3. Menghitung sistem transmisi pada mesin penyaring solar dengan sistem magnetik.
4. Menghitung daya yang dibutuhkan pompa.
5. Mengetahui waktu yang diperlukan untuk menyaring dengan volume 1 liter.

1.5 Manfaat Perancangan

Dengan adanya mesin penyaring solar ini diharapkan dapat memberikan manfaat sebagai berikut :

1. Dapat merancang serta mewujudkan mesin penyaring solar.
2. Mendapatkan mesin penyaring solar sehingga dapat berguna untuk mengurangi kontaminasi kotoran pada solar.

1.6 Sistematika Penulisan

Penyusunan “Perencanaan Sistem Transmisi Mesin Penyaring Solar Berkapasitas 1 l/min dengan Sistem Magnetik” 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 “Perencanaan Sistem Transmisi Mesin Penyaring Solar Berkapasitas 1 l/min dengan Sistem Magnetik”

BAB II. TINJAUAN PUSTAKA

Pada bab ini dijelaskan mengenai teori penunjang dan dasar perhitungan yang mendukung dalam pembuatan laporan “Perencanaan Sistem Transmisi Mesin Penyaring Solar Berkapasitas 1 l/min dengan Sistem Magnetik”

BAB III. METODOLOGI

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

BAB IV. PERENCANAAN DAN PERHITUNGAN

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

BAB V. PENUTUP

Memuat kesimpulan berdasarkan tujuan “Perencanaan Sistem Transmisi Mesin Penyaring Solar Berkapasitas 1 l/min dengan Sistem Magnetik” dan rumusan masalah yang dibuat.

DAFTAR PUSTAKA

LAMPIRAN

BAB II

DASAR TEORI

Dalam bab ini akan dibahas mengenai teori-teori dasar, rumusan, dan konsep yang melatar-belakangi perencanaan "Perencanaan Sistem Tranmisi Mesin Penyaring Solar Berkapasitas 1 l/min dengan Sistem Magnetik"

2.1 Bahan Bakar Solar

Minyak solar ialah fraksi minyak bumi berwarna kuning coklat yang jernih yang mendidih sekitar 175 - 370° C dan yang digunakan sebagai bahan bakar mesin diesel. Umumnya, solar mengandung belerang dengan kadar yang cukup tinggi. Penggunaan solar pada umumnya adalah untuk bahan bakar pada semua jenis mesin diesel dengan putaran tinggi (diatas 1000 rpm), yang juga dapat digunakan sebagai bahan bakar pada pembakaran langsung dalam dapur-dapur kecil yang terutama diinginkan pembakaran yang bersih. Minyak solar ini biasa disebut juga *Gas Oil*, *Automotive Diesel Oil*, *High Speed Diesel*.

2.1.1 Sifat Bahan Bakar Solar

Bahan bakar solar atau diesel memiliki sifat utama sebagai berikut :

- Tidak berwarna atau sedikit kekuning-kuningan dan berbau.
- Encer dan tidak menguap dibawah temperatur normal.
- Mempunyai titik nyala tinggi (40 C-100 C).
- Terbakar spontan pada 350 C, sedikit dibawah temperatur bensin yang terbakar sendiri sekitar 500 C.
- Mempunyai berat jenis 0,82-0,86.
- Menimbulkan panas yang besar (sekitar 10.500 kcal/kg)

- Mempunyai kandungan sulfur lebih besar dibanding bensin

2.1.2 Persyaratan yang Menentukan Kualitas Solar

Agar menghasilkan pembakaran yang baik, solar memiliki syarat-syarat agar memenuhi standar yang telah ditentukan sebagai berikut :

- Mudah terbakar.
- Tidak mudah mengalami pembekuan pada suhu yang dingin.
- Memiliki sifat anti knocking dan membuat mesin bekerja dengan lembut.
- Solar harus memiliki kekentalan yang memadai agar dapat disemprotkan oleh ejector di dalam mesin.
- Tetap stabil atau tidak mengalami perubahan struktur, bentuk dan warna dalam proses penyimpanan.
- Memiliki kandungan sulfur sekecil mungkin, agar tidak berdampak buruk bagi mesin kendaraan serta tidak menimbulkan polusi.

2.2 Fuel Filter

Filter solar atau yang memiliki nama lain *fuel filter* ini merupakan salah satu komponen penting yang berhubungan dengan sistem bahan bakar. *Filter* solar berguna untuk menyaring kotoran yang terdapat pada bahan bakar, sehingga kotoran tidak ikut masuk pada ruang bakar. *Filter* solar menyaring solar yang turun dari tangki bahan bakar kemudian diteruskan ke pompa bahan bakar atau *Injection Pump*.

Bahan bakar diharuskan selalu bersih dan tidak terkontaminasi oleh material lain sebelum mengalir pada sistem

bahan bakar yang lain, apabila tidak demikian maka berpotensi mengakibatkan hal-hal sebagai berikut :

1. Pembakaran tidak sempurna
2. Pemakaian bahan bakar lebih boros
3. Sulit start
4. Putaran kasar
5. Daya mesin menurun

2.2.1 *Mesh Filter*

Mesh adalah ukuran dari jumlah lubang suatu jaring atau kasa pada luasan 1 inch persegi jaring atau kasa yang bisa dilalui oleh material padat. Contohnya mesh 20 memiliki arti terdapat 20 lubang pada bidang jaring atau kasa seluas 1 inch, demikian seterusnya.

Tabel 2.1 Perbandingan Ukuran *Mesh Filter*

Mesh	Inci	Milimeter	Mikrometer
3	0,2650	6,730	6730
4	0,1870	4,760	4760
5	0,1570	4,000	4000
6	0,1320	3,360	3360
7	0,1110	2,830	2830
8	0,0937	2,380	2380
10	0,0787	2,000	2000
12	0,0661	1,680	1680
14	0,0555	1,410	1410
16	0,0469	1,190	1190
18	0,0394	1,000	1000
20	0,0331	0,841	841
25	0,0280	0,707	707
28	0,0238	0,700	700
30	0,0232	0,595	595

35	0,0197	0,500	500
40	0,0165	0,420	420
45	0,0138	0,354	354
50	0,0117	0,297	297
60	0,0098	0,250	250
70	0,0083	0,210	210
80	0,0070	0,177	177
100	0,0059	0,149	149
120	0,0049	0,125	125
140	0,0041	0,105	105
170	0,0035	0,088	88
200	0,0029	0,074	74
230	0,0024	0,063	63
270	0,0021	0,053	53
325	0,0017	0,044	44
400	0,0015	0,037	37
550	0,00099	0,025	25
625	0,00079	0,020	20
1200	0,0005	0,012	12
1250	0,000394	0,010	10
2500	0,000197	0,005	5
4800	0,000118	0,003	3
5000	0,000099	0,0025	2,5
12000	0,0000394	0,001	1

Note : 1mm : 1000 μ m

Makin besar angka ukuran mesh screen, makin halus material yang bisa terloloskan. Dari tabel di atas, screen dengan ukuran mesh 12000 mampu menyaring partikel dengan ukuran 1 μ m ; bakteri dan kuman yang berukuran di atas 1 mikron mampu disaring menggunakan *filter* yang memiliki ukuran mesh 12.000. Pemisahan

suspensi dari larutan juga bisa ditempuh menggunakan proses penyaringan, tentu menggunakan *filter* yang memiliki diameter jaring mesh 1 mikrometer.

2.3 Perencanaan Gaya, Torsi dan Daya

2.3.1 Analisa Gaya

Sebelum pembuatan mesin dilakukan uji coba awal untuk mengetahui besarnya gaya. Dari hasil percobaan akan didapatkan gaya (F) setelah itu besarnya gaya dapat dihitung menggunakan rumus dengan menganalisa proses yang akan dilakukan.

2.3.2 Torsi

Besarnya torsi total pada didapat:

$$T = F \cdot r$$

dimana:

T : Torsi, Nm

F_w : Gaya beban yang didapat dari pengujian, N

R : Jari –jari batu gerinda, m

2.3.3 Daya

Setelah didapatkan torsi dan putaran motor untuk gaya (f), maka daya motor yang ditransmisikan dapat dihitung dengan rumus berikut.

$$P = \frac{T \cdot n}{9,5492}$$

dimana:

P : Daya motor yang ditransmisikan, Watt (W)

T : Torsi, N.m

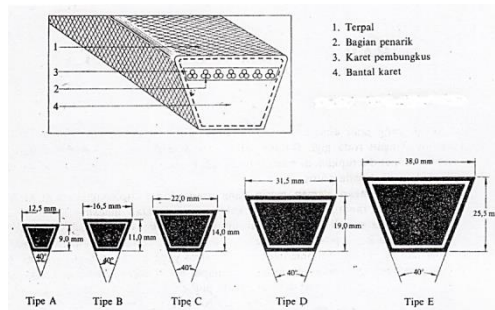
n : Putaran motor untuk gaya maksimum, rpm

2.4 Perencanaan *Belt* dan *Pulley*

Belt (sabuk) dan tali digunakan untuk mentransmisikan daya dari poros yang satu ke poros yang lainnya melalui roda (*pulley*) yang berputar dengan kecepatan sama atau berbeda.



Gambar 2.1 *V-belt*



Gambar 2.2 Konstruksi dan dimensi *V-Belt*

Pemilihan bentuk tali *V-belt* untuk mengurangi terjadinya slip, karena mempunyai bidang gesek pada bagian sisi-sisinya.

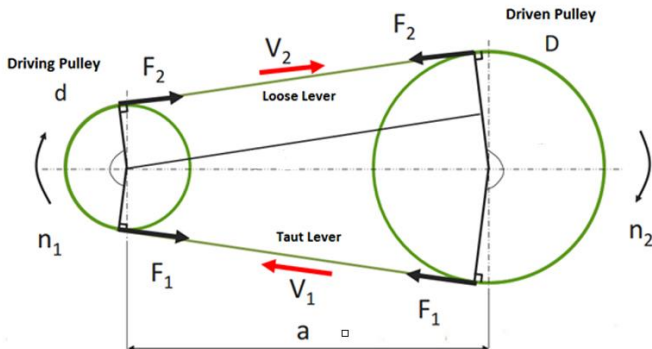


Gambar 2.3 Bentuk roda *pulley* untuk *v-belt*

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*.

2.4.1 Menghitung diameter *pulley* yang digerakkan

Pemindahan daya yang digunakan pada ini adalah dengan *belt* yang terpasang pada dua buah *pulley*, yaitu *pulley* penggerak dan *pulley* yang digerakkan. Sedangkan *belt* yang digunakan adalah jenis V-belt dengan penampang yang berbentuk trapesium.



Gambar 2.4 Transmisi *Belt* dan *Pulley*

2.4.2 Perencanaan Daya

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

$$P_d = f_c \cdot P$$

dimana:

f_c = faktor koreksi

Tabel 2.2 Faktor koreksi Belt

Mesin yg digerakkan	Penggerak					
	Momen puntir puncak 200%			Momen puntir puncak>100%		
	Motor AC(momen normal, sangkar baging sinkron) motor arus searah (lilitan shunt)			Motor AC balik (momen tinggi, fase tunggal, lilitan seri) motor arus searah (lilitan kompon, lilitan seri), mesin torak, kopling tak tetap		
	Jumlah jam kerja per hari			Jumlah jam kerja per hari		
	3-5 jam	8-10 jam	16-24 jam	3-5 jam	8-10 jam	16-24 jam
<i>Variasi beban sangat kecil</i>						
Pengaduk zat cair, kipas angin, blower (sampai 7,5 kw), pompa sentrifugal, konveyor tugas ringan	1,0	1,1	1,2	1,2	1,3	1,4
<i>Variasi beban kecil</i>						
Konveyor sabuk(pasir, batu bara) pengaduk, kipas angin(lebih dari 7,5 kW), mesin torak , peluncur, mesin perkakas, mesin percetakan, mesin perajang singkong dan sejenisnya.	1,2	1,3	1,4	1,4	1,5	1,6
<i>Variasi beban sedang</i>						
Konveyor (ember, sekrup), pompa torak, kompresor, gilingan palu, pengocok, roots-blower, mesin tekstil, mesin kayu, mesin perajang rumput dan akar, dan sejenisnya.	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8
<i>Variasi beban besar</i>						
Penghancur, gilingan bola atau batang, pengangkat, mesin pabrik karet (rol karet, lender)	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9	2,0

(Sumber : Sularso, 2004 : 165)

Hubungan antara daya dan torsi dapat dilihat pada rumus-rumus di bawah ini:

1. Torsi satuannya kg.cm dan Daya satuannya HP

$$T = 71.620 \frac{P}{n}$$

Dimana:

T = Torsi (kgf.cm)

P = daya (HP)

n = putaran poros (rpm)

2. Torsi satuannya kgf.mm dan Daya satuannya kW

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

Dimana:

T = Torsi (kgf.mm)

Pd = Daya (kW)

3. Torsi satuannya lbf.in dan Daya satuannya HP

$$T = 63.025 \frac{P}{n} \text{ atau } T = 63.000 \frac{P}{n}$$

Dimana:

T = Torsi (lbf.in)

N = Daya (HP)

4. Torsi satuannya kgf.mm, dan daya satuannya HP, sedangkan n = rpm, maka:

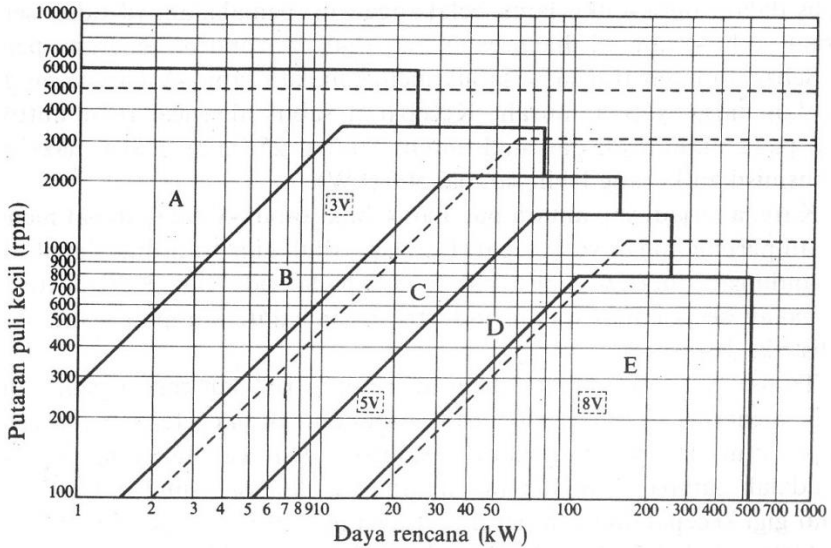
$$T = \frac{4500 \cdot P}{2 \cdot \pi \cdot n} = 716,1972 \frac{P}{n}$$

5. Torsi satuannya N.m dan daya satuannya Watt, sedangkan n = rpm, maka:

$$T = \frac{60 \cdot P}{2 \cdot \pi \cdot n} = 9,5492 \frac{P}{n}$$

2.4.3 Perencanaan Pemilihan Tipe Belt

Belt dipilih berdasarkan daya desain (P_d) dan putaran pule yang kecil (n_{min}), dengan menggunakan Gambar 2.5, maka jenis *belt* yang sesuai akan diperoleh.



Gambar 2.5 Diagram pemilihan V-belt

Setelah jenis belt diketahui, kemudian tulis data-data *belt* tersebut dengan melihat tabel 2.2 mengenai dimensi *belt*, misalnya lebar (b), tebal (h) dan luas (A), data data ini akan dipakai untuk perhitungan selanjutnya.

Tabel 2.3 Dimensi V-belt

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

(Dobrovolsky, 1985: 238)

2.4.4 Pemilihan dan perhitungan Diameter

Untuk memilih atau menghitung besarnya diameter pule, dapat menggunakan rumus perbandingan putaran (i).

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

Dimana:

D = diameter pule

Salah satu diameter pule direncanakan terlebih dahulu, biasanya diameter yang kecil yang direncanakan terlebih dahulu, sebagaimana ditunjukkan dalam tabel di bawah ini.

Tabel 2.4 Diameter Pule yang kecil

Tipe Belt	A	B	C	D	E	3V	5V	8V
Diameter minimum yg diijinkan (mm)	65	115	175	300	450	67	180	315
Diameter minimum yg dianjurkan (mm)	95	145	225	350	550	100	224	360

(Sumber : Sularso, 2004 : 186)

2.4.5 Perencanaan Panjang Belt

Untuk menghitung panjang belt yang akan dipakai digunakan rumus :

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

Dimana :

L = panjang *belt* (mm)

C = jarak antar poros (mm)

D_2 = diameter *pulley* yang digerakan (mm)

D_1 = diameter *pulley* penggerak (mm)

2.4.6 Kecepatan Keliling atau Kecepatan Linier Pulley

Kecepatan keliling *pulley* dapat dihitung dengan menggunakan rumus :

$$v = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n_1}{60 \cdot 1000}$$

Dimana :

v = kecepatan keliling pulley (m/s)

D = diameter pulley (mm)

n = putaran motor (rpm)

2.4.7 Menghitung Gaya-Gaya pada Belt

Belt berputar dengan kecepatan keliling v (m/s), sambil memindahkan beban F_e (kgf), maka daya yang ditransmisikan dalam satuan HP sebesar :

$$P = \frac{F_e \cdot v}{75}$$

Bila daya yang di transmisikan dalam satuan kW, maka persamaan menjadi :

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

Dimana :

P = Daya yang ditransmisikan (HP) atau (kW)

v = Kecepatan Keliling (m/s)

F_e = Gaya efektif (kgf), selisih antara F_1 dan F_2

Hubungan antara F_1 , F_2 , koefisien gesek (f) dan sudut-kontak (α) secara analitis fleksibilitas *belt* yang melingkar pada pule, dapat dinyatakan dengan persamaan di bawah ini:

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

$$F_e = F_1 - F_2$$

Dimana :

f = Koefisien gesek

α = Sudut kontak

m = hanya sebagai lambang saja untuk menyingkat

e = eksponen

Tabel 2.5 Koefisien gesek (f) antara *belt* dan *pulley*

Type of belt	Pule material			
	Compressed paper	wood	steel	Cast iron
<u>Leather</u> :				
Tanned with vegetable compound	0.35	0.30	0.25	0.25
Tanned with mineral compound	0.50	0.45	0.40	0.40
<u>Cotton</u> :				
Solid woven	0.28	0.25	0.22	0.22
Stitched	0.25	0.23	0.20	0.20
<u>Woolen</u>	0.45	0.40	0.35	0.35
<u>Rubber</u>	0.35	0.32	0.30	0.30

(Dobrovolsky, 1985: 232-233)

2.4.8 Sudut Kontak

Besar sudut kontak antara *pulley* dan *belt* pada *pulley* kecil dapat dihitung dengan menggunakan rumus :

$$\alpha = 180^\circ - \frac{D_2 - D_1}{A} 60^\circ$$

Dimana :

- α = sudut kontak (°)
- D_1 = diameter pulley yang digerakan (cm)
- D_2 = diameter pulley penggerak (cm)
- C = jarak antar poros (cm)

Tabel 2.6 Sudut kontak dan panjang *belt*

Sketch				
Arc of contact between the belt and the smaller pulley	$\alpha \approx 180^\circ - \frac{D_2 - D_1}{A} 60^\circ$	$\alpha \approx 180^\circ - \frac{D_2 + D_1}{A} 60^\circ$	$\alpha \approx 180^\circ + \frac{D_1}{A} 60^\circ$	$\alpha \approx 180^\circ - \frac{D_2 - D_1}{A} 60^\circ + \frac{(D_1 + D_P - 2E)}{2A_P}$
Geometrical length of belt (disregarding tension and sag)	$L = 2A + \frac{\pi}{2}(D_2 + D_1) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4A}$	$L = 2A + \frac{\pi}{2}(D_2 + D_1) + \frac{(D_2 + D_1)^2}{4A}$	$L = 2A + \frac{\pi}{2}(D_2 + D_1) + \frac{D_2^2 + D_1^2}{4A}$	$L = (A + Ap + C) + \frac{\pi}{2}(D_2 + D_1) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{8A} + \frac{(D_2 + D_P)^2}{8A} + \frac{(D_1 + D_P)^2}{8C} - \frac{E}{Ap} \frac{2}{2} - \frac{E}{C} \frac{(D_2 + D_P)}{2}$

(Dobrovolsky, 1985: 232-233)

2.4.9 Tegangan Maksimum yang Terjadi Pada Belt

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

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

Dimana :

σ_{max} = tegangan maksimal belt (kg/ cm²)

F_0 = gaya awal pada belt (kg/ cm²)

A = luas penampang belt (cm²)

F_e = gaya keliling (kgf)

γ = berat jenis (kg/ dm³)

v = Kecepatan keliling (m/s)

g = gravitasi (9,8 m/ s²)

E_b = modulus elastisitas bahan belt (kg/ cm³)

h = tebal belt (mm)

D_{min} = diameter pulley yang terkecil (mm)

Untuk mendapatkan nilai berat jenis dan modulus elastisitas bahan dalam dilihat pada table berikut.

Tabel 2.7 Dimensi dan Bahan Untuk *Belt*

	Leather	Rubber canvas	Solid-woven cotton	Woven woolen	Interstit ched 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 kgf/cm ²	200	4-10 (without layers), 370 (with layers)	350-405	300	300	500
Max elongation	10% at 100kg/c m ³	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 max in m/sec	40	20-30	25	30	50	50
Specific weight in kgf/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 kgf/cm ²	1.000-1.500	800-1.200	300-600	—	1.000-1.200	—

Sumber: (Dobrovolsky, 1985:214)

2.4.10 Prediksi umur belt

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

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

Dimana :

- H = Umur Belt (jam)
- N_{base} = Basis dari fatigue test, yaitu 10^7 cycle
= Fatigue limit fatigue limit atau endurance limit yang berhubungan dengan N_{base} dapat dicari dari "fatigue curve" (90 kg/cm^2 untuk *V-belt*)
- σ_{fat}
- σ_{max} = Tegangan Maksimum yang terjadi (kg/cm^2)
= Jumlah putaran perdetik atau sama dengan $v \cdot L$
- μ (v =kecepatan dalam m/s, L =panjang belt dalam panjang belt m) (put/det)
- x = Jumlah pule yang berputar (*buah*)
- m = jenis Belt (8 untuk *V- Belt*)

2.5 Poros

Poros merupakan salah satu elemen mesin yang sangat penting, karena hampir setiap mesin mempunyai poros. Pada sebuah mesin, poros berfungsi untuk mentransmisikan daya yang disertai dengan putaran, disamping itu juga berfungsi untuk menahan beban.

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 : kopling, pulley, roda gigi, belt atau sproket rantai dan sebagainya.
- Spindle
Poros trasmisi yang pendek seperti poros utama mesin perkakas, beban utamanya adalah puntir. Syarat yang harus dipenuhi oleh 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.
- Poros (*Shaft*).
Poros yang ikut berputar untuk memindahkan daya dari mesin ke mekanisme yang digerakkan. Poros ini mendapat beban puntir murni dan lentur
- Poros Luwes (*Flexible Shaft*).
Poros yang berfungsi untuk memindahkan daya dari dua mekanisme, dimana putaran poros dapat membentuk sudut dengan poros lainnya, daya yang dipindahkan biasanya kecil

2.5.1 Hal – hal Penting Dalam Perencanaan Poros

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

1. Kekuatan poros
Suatu poros dapat mengalami beban puntir atau lentur atau gabungan antara puntir dan lentur. Juga ada poros yang mendapat `beban tarik atau tekan seperti poros baling-baling kapal atau turbin, dll. Sebuah poros harus direncanakan dengan baik hingga cukup kuat untuk menahan beban-beban yang terjadi.
2. Kekakuan poros
Meskipun sebuah poros mempunyai kekuatan yang cukup besar, tetapi jika lenturan puntirannya terlalu besar akan mengakibatkan getaran dan suara (contoh pada turbin dan kotak roda gigi). Karena itu, kekuatan poros terhadap puntir juga diperhatikan dan disesuaikan

dengan macam beban mesin yang akan ditopang poros tersebut.

3. Putaran kritis.

Putaran kritis yaitu ketika putaran mesin dinaikkan dan terjadi getaran yang cukup besar. Oleh sebab itu poros harus direncanakan sedemikian rupa sehingga putaran poros lebih rendah dari putaran kritis.

4. Korosi

Bahan-bahan yang dipilih yakni yang bersifat tidak korosif karena ini menyebabkan kekuatan pada poros melemah karena korosi/karat dan memperpendek umur komponen.

2.5.2 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.

2.5.3 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 rumus :

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

Dimana :

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

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

2.5.4 Poros dengan Beban Puntir

Pada perhitungan poros, yang akan dihitung adalah bahan dan diameternya. Tegangan yang diterima oleh poros dapat berupa : tegangan bending, tegangan torsi, tegangan kombinasi, dsb. Bila poros hanya menerima beban puntir yang besarnya konstan ,maka besarnya tegangan puntir pada poros adalah momen puntir (M_t) dibagi dengan momen tahanan puntir (W_t).

$$\tau_t = \frac{M_t}{W_t} = \frac{16M_t}{\pi D^3} = \frac{5,1 \cdot M_t}{ds^3} \leq \frac{ks. \sigma_{yp}}{Sf}$$

Dimana:

$$M_t = 63.000 \frac{N}{n} (\text{lbf.in})$$

N = Daya yang ditransmisikan (kW)

n = Putaran poros (rpm)

D =Diameter poros (mm)

2.5.5 Poros dengan Beban Momen Bending dan Momen Puntir yang Konstan

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

Akibat gabungan tegangan bending dan momen tersebut maka tegangan maksimum yang terjadi dapat

dinyatakan: (Deutschman, 1995 : 338).

$$\tau_{max} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x}{2}\right)^2 + r^2}$$

Untuk poros pejal:

$$\sigma_x = \frac{32 \cdot M_b}{\pi \cdot D^3} \text{ dan } \tau_x = \frac{16 \cdot M_t}{\pi \cdot D^3}$$

Sehingga tegangan yang terjadi dan syarat aman pada poros pejal dapat dinyatakan:

$$\tau_{max} = \sqrt{\left(\frac{16 \cdot M_b}{\pi \cdot D^3}\right)^2 + \left(\frac{16 \cdot M_t}{\pi \cdot D^3}\right)^2} \leq \frac{\sigma_{yps}}{sf}$$

Dimana:

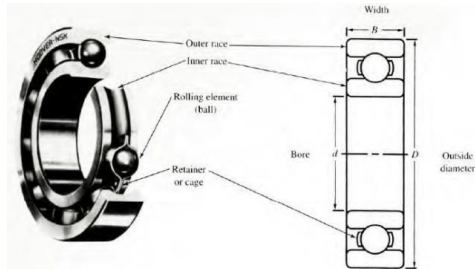
D = diameter poros (inc.)

Mb = Momen bending yang diterima oleh poros (lbf.in)

Mt = Momen torsi yang diterima oleh poros (lbf.in)

2.6 Bearing (Bantalan)

Bearing merupakan elemen mesin yang menumpu poros berbeban, sehingga putaran atau gerakan bolak-baliknya dapat berlangsung secara halus, aman dan panjang umur. Bearing harus cukup kokoh agar poros serta elemen mesin dapat bekerja dengan baik. Jika bearing tidak berfungsi dengan baik, maka kemampuan seluruh sistem akan menurun atau tidak bekerja dengan semestinya. Jadi, bearing dalam pemesinan dapat disamakan peranannya dengan pondasi pada gedung.



Gambar 2.6 *Single Row Ball Bearing*

2.6.1 Klasifikasi Bantalan

Bearing dapat diklasifikasikan sebagai berikut:

1. Atas dasar gerakan bearing terhadap poros
 - a. Bearing luncur
Pada bearing ini terjadi gesekan luncur antara poros dan bearing karena permukaan poros ditumpu oleh permukaan bearing dengan perantara lapisan pelumas.
 - b. Bearing gelinding
Pada bearing ini terjadi gesekan gelinding antara bagian-bagian yang berputar dengan yang diam melalui elemen gelinding seperti bola (peluru), rol atau jarum, dan rol bulat.
2. Atas dasar arah beban terhadap poros
 - a. Bearing radial
Arah beban yang ditumpu bearing ini adalah tegak lurus dengan sumbu poros.
 - b. Bearing axial
Arah beban bearing ini sejajar dengan sumbu poros.
 - c. Bearing radial-axial
 - d. Bearing ini dapat menumpu beban yang arahnya sejajar dan tegak lurus sumbu poros.

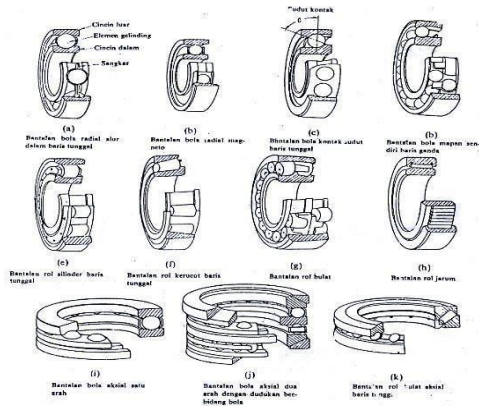
Pembebanan bearing yang tidak ringan maka bahan bearing harus tahan karat, kuat, mempunyai koefisien gesek rendah dan mampu bekerja pada temperatur yang tinggi. Proses pemilihan bearing dipengaruhi oleh lokasi, macam, dan pemakaian.

Pemilihan bantalan perlu mempertimbangkan gaya atau beban yang bekerja, dimana kekuatan bahan bearing harus lebih besar daripada beban yang mengenai bearing tersebut. Beban yang diterima oleh bearing biasanya adalah beban aksial dan radial yang konstan yang bekerja pada bearing dengan ring dalam yang berputar dan ring luar tetap (diam).

2.6.2 Perencanaan Bantalan

Dalam perencanaan ini akan digunakan jenis bantalan gelinding (*rolling bearing*) karena bearing ini mampu menerima beban aksial maupun radial relatif besar. *Bearing* gelinding umumnya lebih cocok untuk beban kecil daripada *bearing* luncur. Tergantung dari pada bentuk elemen gelindingnya. Putaran pada *bearing* ini dibatasi oleh gaya sentrifugal yang timbul pada elemen gelinding tersebut. Karena konstruksinya yang sukar dan ketelitiannya yang tinggi, maka *bearing* gelinding hanya dibuat di pabrik-pabrik tertentu.

Keunggulan *bearing* ini adalah gaya geseknya yang sangat rendah, pelumasnya sangat sederhana, cukup dengan gemuk, bahkan pada jenis yang memakai sil sendiri tidak perlu memakai pelumas lagi. Pada waktu memilih bearing ciri masing-masing harus dipertimbangkan sesuai dengan pemakaiannya, lokasi dan macam beban yang dialami.



Gambar 2.7 Tipe bearing gelinding

2.6.3 Menghitung Gaya Radial pada Bantalan

Gaya radial bantalan dapat dihitung dengan menggunakan rumus :

$$Fr = \sqrt{(Fx)^2 + (Fy)^2}$$

Dimana :

F_r = beban radial dalam (kgf)

F_y = gaya sumbu horizontal (kgf)

F_x = gaya sumbu vertical (kgf)

2.6.4 Beban Ekuivalen pada Bantalan

Sesuai dengan definisi dari AFBMA (*Anti Friction Bearing Manufactures Assosiation*) yang dimaksud dengan beban ekuivalen adalah beban radial yang konstan yang bekerja pada bearing dengan ring dalam yang berputar, yang akan memberikan umur yang sama, seperti bila bearing bekerja dengan kondisi nyata untuk beban dan putaran yang sama.

Dalam kenyataannya bearing biasanya menerima

beban kombinasi antara beban radial dan beban aksial, serta pada suatu kondisi ring dalam yang tetap sedangkan ring luar yang berputar. Sehingga persamaan beban ekuivalen (P) setelah adanya koreksi tersebut, menjadi :

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

Dimana :

P = beban ekuivalen (lbf)

F_r = beban radial (lbf)

F_a = beban aksial (lbf)

V = Faktor putaran (konstan) bernilai: 1,0 untuk ring dalam berputar dan 1,2 untuk ring luar yang berputar

X = konstanta radial (dari tabel dapat dilihat pada lampiran)

Y = konstanta aksial (dari tabel dapat dilihat pada lampiran)

Bila faktor beban kejut dimasukkan maka rumus diatas akan menjadi :

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

Dimana :

F_s = konstanta kondisi beban, dapat dilihat pada tabel

Tabel 2.8 *Ball Bearing Service Factor, F_s*

No	Type of service	Multiply Calculated Load by Following Factor	
		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

2.6.5 **Prediksi Umur *Bearing***

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

1. Umur (*Life*)

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

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 L10 dalam jumlah perputaran atau

L10h 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 106 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 *bearing*nya, yang diberikan tekanan, disimbolkan dengan C0.

Umur bearing dapat dihitung dengan persamaan di bawah ini:

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

Dimana :

L_{10h} = umur bearing (jam kerja)

P = beban ekivalen (kgf)

C = beban dinamis (kgf)

B = konstanta tergantung tipe *bearing* :

3,0 untuk *bearing* bola

10/3 untuk *bearing* roll

n = jumlah putaran (rpm)

2.7 Daya Pompa

Dalam kenyataannya aliran fluida dalam suatu instalasi selalu menimbulkan gesekan yang mengakibatkan timbulnya kerugian. Sehingga sebenarnya persamaan Bernoulli hanyalah berlaku secara teoritis atau untuk aliran ideal tanpa gesekan. Dengan memperhitungkan adanya sistem penggerak aliran (misalnya pompa, fan, blower dan lainnya) atau yang digerakkan (misalnya turbin) maka persamaan kesetimbangan energi dapat disusun sebagai berikut:

$$\frac{P_1}{\rho} + \frac{v_1^2}{2} + gz_1 + \frac{\dot{W}_s}{\dot{m}} = \frac{P_2}{\rho} + \frac{v_2^2}{2} + gz_2 + \sum h_{LT}$$

(4-12)

dimana:

$\dot{W}_s$ = Daya poros yang dibutuhkan, misalnya : pompa, kompresor, fan (bertanda + atau positif) poros yang dihasilkan, misalnya turbin (bertanda -)

$\dot{m}$ = laju aliran massa fluida

$\sum h_{LT}$ = kerugian energi persatuan massa dari 1 ke 2 atau lebih sering disebut total head loss

2.7.1 Head Loss Total

Head loss merupakan kerugian energi per satuan berat (m) yang diakibatkan oleh gesekan antara dinding dengan saluran fluida di sepanjang aliran fluida, baik pada penampang yang tetap maupun pada bentuk-bentuk yang lain, seperti belokan, valve, difusor, dan lain-lain. Secara umum total head loss (h_{LT}) terdiri dari dua kelompok, yaitu:

a. head loss mayor (h_L)

b. head loss minor (h_{Lm})

$$h_{LT} = h_L + h_{Lm}$$

2.7.1.1 Head loss mayor

Head loss mayor didefinisikan sebagai seluruh kerugian energi yang diakibatkan adanya gesekan pada dinding saluran/pipa yang lurus dan berpenampang tetap, yang dirumuskan sebagai berikut (persamaan D'arcy-Weisbach):

$$h_L = f \frac{L}{D} \frac{v^2}{2}$$

dimana:

f = faktor gesekan

L = panjang saluran/pipa lurus

v = kecepatan fluida

D = diameter pipa, bila penampang pipa tidak berbentuk lingkaran maka digunakan diameter hidraulik D_h

$$D_h = \frac{4.A}{P_w}$$

A = luas penampang saluran

P_w = keliling basah saluran

Harga faktor gesekan (f) berbeda untuk setiap jenis aliran, yaitu:

-. Untuk aliran laminar

Faktor gesekan hanya bergantung pada bilangan Reynold saja seperti pada persamaan berikut ini:

$$f = \frac{64}{Re}$$

-. Untuk aliran turbulen

Factor gesekan disamping dipengaruhi oleh bilangan Reynold juga dipengaruhi oleh bahan pipa yang diwakili oleh kekasaran relatif pipa. Hubungan fungsional secara matematis adalah sebagai berikut:

$$f = f\left(Re, \frac{e}{D}\right)$$

dimana:

Re = bilangan Reynold

$\frac{e}{D}$ = kekasaran relatif pipa

Bila bilangan Reynold dapat dihitung dan harga kekasaran relatif untuk jenis pipa tertentu kemudian harga faktor gesekan dapat ditentukan dengan menggunakan gambar pada lampiran yaitu Diagram Moody

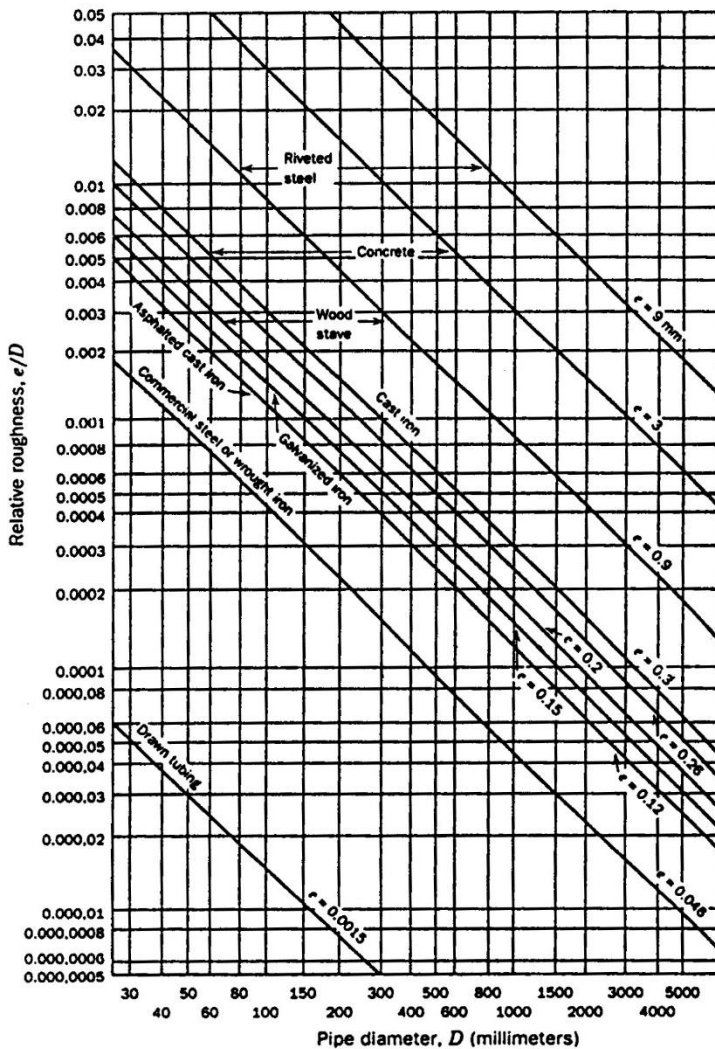
Faktor gesekan juga dapat ditentukan secara analitis dengan hasil yang lebih akurat yaitu dengan menggunakan persamaan berikut:

$$f = \frac{1.325}{\left[\ln\left(\frac{e}{3.7D} + \frac{5.74}{Re^{0.9}} \right) \right]^2}$$

atau dengan menggunakan persamaan Colebrook

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -0.8 \ln \left[\frac{e}{3.7D} + \frac{2.52}{Re\sqrt{f}} \right]$$

Harga kekasaran relatif $\frac{e}{D}$ untuk berbagai jenis pipa dapat dilihat pada **Gambar 2.8**.



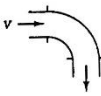
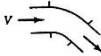
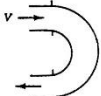
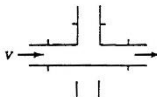
Gambar 2.8 Kekasaran relatif untuk berbagai jenis bahan pipa

2.7.1.2 Head loss minor

Head loss minor didefinisikan sebagai kerugian energi akibat adanya peralatan-peralatan instalasi perpipaan yang terpasang pada instalasi pompa, misalnya katup, saringan, sambungan, keluaran, masukan dan lainnya. Harga koefisien kerugian – head dan panjang ekivalen (L_e) pada lampiran. Head loss minor dirumuskan sebagai berikut:

$$h_{Lm} = k \frac{v^2}{2} \quad \text{atau} \quad h_{Lm} = f \frac{L_e}{D} \frac{v^2}{2}$$

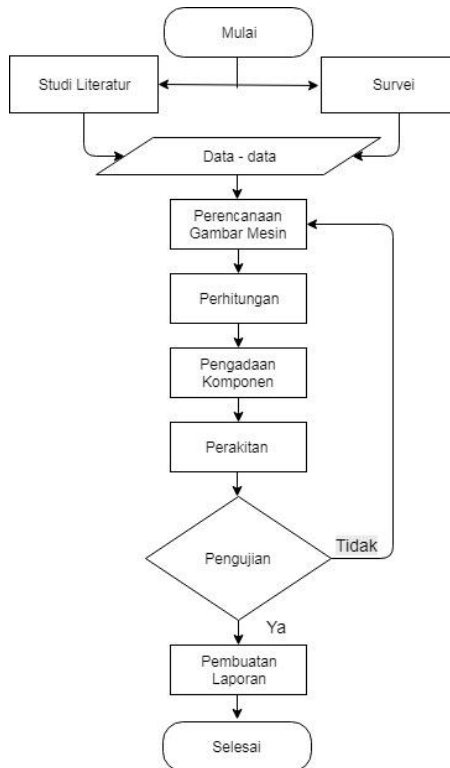
Tabel 2.9 Harga koefisien kerugian-head (k) untuk berbagai komponen

Component	K	
a. Elbows		
Regular 90°, flanged	0.3	
Regular 90°, threaded	1.5	
Long radius 90°, flanged	0.2	
Long radius 90°, threaded	0.7	
Long radius 45°, flanged	0.2	
Regular 45°, threaded	0.4	
b. 180° return bends		
180° return bend, flanged	0.2	
180° return bend, threaded	1.5	
c. Tees		
Line flow, flanged	0.2	
Line flow, threaded	0.9	
Branch flow, flanged	1.0	
Branch flow, threaded	2.0	
d. Union, threaded	0.08	
*e. Valves		
Globe, fully open	10	
Angle, fully open	2	
Gate, fully open	0.15	
Gate, 1/2 closed	0.26	
Gate, 1/4 closed	2.1	
Gate, 3/4 closed	17	
Swing check, forward flow	2	
Swing check, backward flow	∞	
Ball valve, fully open	0.05	
Ball valve, 1/2 closed	5.5	
Ball valve, 3/4 closed	210	

BAB III METODOLOGI

Pada bab ini akan dibahas secara detail mengenai perencanaan dan pembuatan alat yang digambarkan melalui diagram alir atau *flowchart*.

3.1 Diagram Alir Proses Pembuatan Mesin Penyaring Solar Berkapasitas 1 l/min dengan Sistem Magnetik



Gambar 3.1. Diagram alir pembuatan mesin penyaring solar berkapasitas 1 l/min dengan sistem magnetik

Proses diagram alir diatas dalam menyelesaikan Tugas Akhir ini dapat dijelaskan sebagai berikut :

1. Studi Literatur

Studi literatur dilakukan untuk mendapatkan referensi teori yang relevan dengan permasalahan tugas akhir ini. Kegiatan studi literatur ini meliputi pengumpulan materi tinjauan pustaka yang berkaitan dengan proses penyaringan bahan bakar jenis solar.

Referensi yang diperoleh berhubungan dengan elemen mesin yang diterapkan pada judul tugas akhir ini sebagai pendukung untuk melakukan perhitungan dan pemilihan komponen yang sesuai.

2. Survei

Survei atau studi lapangan ini dilakukan dengan secara langsung. Hal ini dilakukan dalam rangka pencarian data yang nantinya dapat menunjang penyelesaian tugas akhir ini. Pada tahap ini dilakukan pengamatan terhadap permasalahan, situasi dan kondisi yang terjadi.

3. Data – data

Pengambilan data berdasarkan pengamatan langsung di PT. Likita Makmur serta wawancara pada saat survei dan studi literatur, dari pengambilan data didapatkan data bahwa alat yang sebelumnya memiliki efisiensi yang rendah dan dengan cara yang konvensional.

4. Perencanaan Gambar Mesin

Perencanaan gambar mesin pertama kali yang dilakukan yakni membuat perancangan alat berupa gambaran kasar tentang teknologi tepat guna yang

digunakan. Gambaran alat belum memiliki dimensi yang sesuai. Dimensi alat disesuaikan dengan kebutuhan, menyesuaikan ruang usaha dan posisi operator dalam pengoperasian. Dimensi komponen seperti motor, , *belt and pulley*, poros, dan bantalan direncanakan untuk selanjutnya dilakukan perhitungan agar didapat ukuran yang sesuai. Jika ada ketidak sesuaian dalam perhitungan maka dimensi dapat berubah.

5. Perhitungan

Perhitungan bertujuan untuk mendapatkan kesesuaian dari dimensi yang telah ditentukan saat perencanaan dimensi. Perhitungan yang dilakukan untuk mendapatkan perhitungan komponen penggerak yang meliputi motor, *belt and pulley*, poros, dan bantalan.

6. Pengadaan Komponen

Pengadaan komponen dilakukan setelah hasil perhitungan telah dilaksanakan. Pengadaan barang disesuaikan dengan hasil perhitungan yang telah dilakukan dikarenakan teknologi tepat guna yang dirancang agar mendapatkan fungsi yang sesuai kebutuhan dan komponen yang digunakan sesuai.

7. Perakitan

Dari hasil perhitungan, perencanaan, survei lapangan dan gambar alat, Mesin Penyaring Solar dapat diketahui dari dimensi komponen yang akan diperlukan untuk proses pembuatan mesin. Dari komponen-komponen yang diperoleh, proses perakitan dilakukan secara urutan pemilihan elemen mesin untuk membuat mesin yang sesuai dengan desain yang telah dibuat. Hasil pembuatan

mesin dapat diketahui dengan cara pengujian Mesin Penyaring Solar dengan Sistem Magnetik.

Dari hasil perhitungan dan perencanaan dapat diketahui spesifikasi dari bahan maupun dimensi dari komponen yang akan diperlukan untuk pembuatan alat. Dari komponen yang diperoleh kemudian dilakukan perakitan untuk membuat alat yang sesuai dengan desain yang telah dibuat.

Dalam pembuatan alat ini, Gambar hasil perencanaan digunakan sebagai acuan dalam pembuatan mesin.

8. Pengujian

Pengujian dilakukan sebelum alat digunakan untuk proses produksi. Apabila terdapat kendala pada saat pengujian alat, maka perlu diperiksa pada bagian proses manufakturnya. Jika proses manufakturnya telah sesuai tetapi alat masih bekerja kurang maksimal, maka perlu disetel ulang dimensi dan perhitungannya.

9. Pembuatan Laporan

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

3.2 Desain Mesin Penyaring Solar dengan Sistem Magnetik



Gambar 3.2 Desain Mesin Penyaring Solar dengan Sistem Magnetik

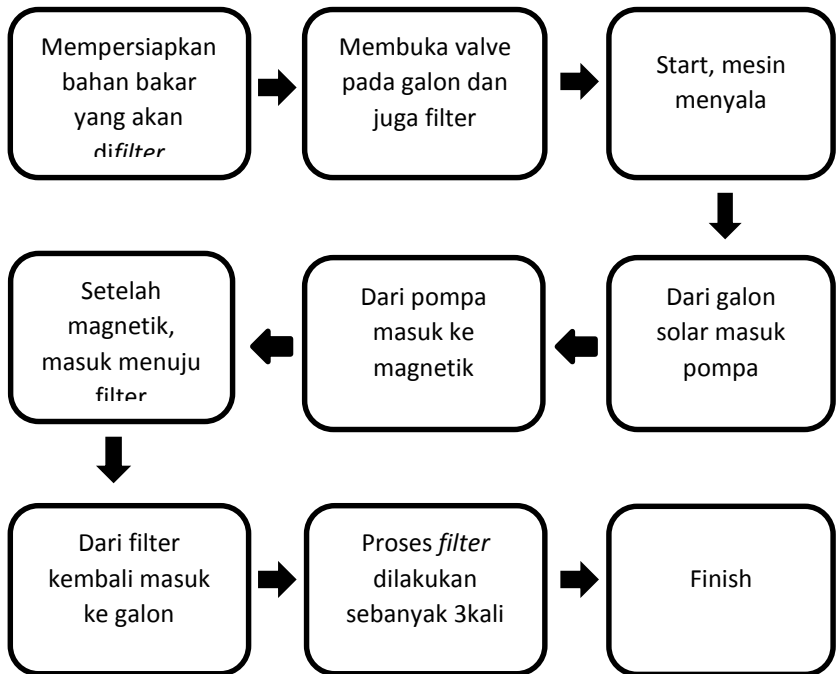
Keterangan :

1. Pompa
2. Motor
3. Magnetik
4. Fuel Filter
5. Galon untuk tangki
6. Selang

3.3 Mekanisme Kerja Mesin Penyaring Solar dengan Sistem Magnetik

Berikut ini adalah cara kerja mesin penyaring solar

1. Mempersiapkan bahan bakar solar yang akan dilakukan proses penyaringan
2. Membuka valve yang ada pada galon yang berfungsi sebagai tanki untuk bahan bakar solar dan pada bagian *fuel filter*
3. Start, menyalakan mesin
4. Setelah dinyalakan solar dari galon akan turun melalui selang menuju pompa
5. Dari pompa solar akan keluar lalu menuju bagian kiri lubang magnetik
6. Setelah itu solar akan keluar dari lubang sebelah kanan magnetik dan menuju saluran in pada *fuel filter*
7. Dalam *filter* inilah akan terlihat kotoran yang tersaring, baik dari *filter* itu sendiri maupun proses magnetik
8. Solar keluar dari lubang out pada *fuel filter* setelah dilakukan proses penyaringan
9. Setelah *fuel filter* bekerja, solar akan masuk kembali menuju galon yang berfungsi sebagai tanki
10. Dalam satu kali proses dilakukan tiga kali siklus proses penyaringan



BAB IV

ANALISA DAN PEMBAHASAN

4.1 Perhitungan Torsi

Hasil dari pengujian beban dapat diketahui gaya sebesar 3,3 kgf. Setelah gaya diketahui maka Torsi yang digunakan untuk mesin penyaring solar dapat ditentukan dari perhitungan berikut :

$$T = F.r$$

Dimana :

F = 3,3 kgf (didapat saat pengujian)

$$r = \frac{1}{2} . 1 \text{ in.} = \frac{1}{2} . 25,4 \text{ mm} = 12,7 \text{ mm}$$

$$T = F.r$$

$$= 3,3 \text{ kgf} . 12,7 \text{ mm}$$

$$= 41,91 \text{ kgf.mm}$$

4.2 Perhitungan Daya

Sebelum mencari daya yang dibutuhkan mesin penyaring solar, terlebih dahulu mencari putaran poros pada mesin (n_2) sehingga putaran poros pada mesin direncanakan sebesar $n = 1400$ rpm. Didapatkan perhitungan daya sebagai berikut:

$$P = \frac{T . n}{9,74 \times 10^5}$$

Dimana:

$$T = 41,91 \text{ kgf.mm}$$

$$n = 2900 \text{ rpm}$$

$$\begin{aligned}
 P &= \frac{T \cdot n}{9,74 \times 10^5} \\
 &= \frac{41,91 \text{ kgf.mm (2900 rpm)}}{9,74 \times 10^5} \\
 &= 0,12478 \text{ kW} = 124,78 \text{ Watt} = 0,167 \text{ HP}
 \end{aligned}$$

Perhitungan daya sesuai dengan spesifikasi motor sebagai berikut :

$$P = I \cdot V$$

Dimana :

$$I = 1,3 \text{ A}$$

$$V = 220 \text{ Volt}$$

Sehingga

$$P = I \cdot V$$

$$P = 1,3 \text{ A} \cdot 220 \text{ V}$$

$$P = 286 \text{ Watt}$$

4.3 Perencanaan *Belt* dan *Pulley*

4.3.1 Menghitung Daya Perencanaan dan Torsi Perencanaan

Daya perencanaan mesin yang digunakan untuk menrecanakan *belt* dan *pulley* dapat dihitung dengan menggunakan persamaan:

$$P_d = P \cdot f_c$$

Dimana:

$$P = 124,78 \text{ watt}$$

$$f_c = \text{Safety Factor} = 1,2 \text{ (lampiran 4)}$$

Sehingga:

$$\begin{aligned}P_d &= P \cdot f_c \\&= 124,78 \text{ watt} \cdot 1,2 \\&= 149,736 \text{ watt} = 0,149 \text{ kW}\end{aligned}$$

Torsi perencanaan mesin yang digunakan untuk merencanakan *belt* dan *pulley* dapat dihitung dengan menggunakan persamaan:

$$T_d = 9,74 \times 10^5 \cdot \frac{P_d}{n}$$

Dimana:

$$P_d = 149,736 \text{ watt}$$

$$n = 1430 \text{ rpm}$$

Sehingga:

$$\begin{aligned}T_d &= 9,74 \times 10^5 \cdot \frac{P_d}{n} \\&= 9,74 \times 10^5 \cdot \frac{0,149 \text{ kW}}{2900 \text{ rpm}} \\&= 50,043 \text{ kgf.mm}\end{aligned}$$

Jadi, untuk menghitung perencanaan *Belt* dan *Pulley* menggunakan data putaran pada motor sebesar (n) 2900 rpm, Daya perencanaan sebesar (Pd) 149,736 watt, dan Torsi perencanaan (Td) sebesar 50,043 kgf.mm

4.3.2 Pemilihan Tipe Belt

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

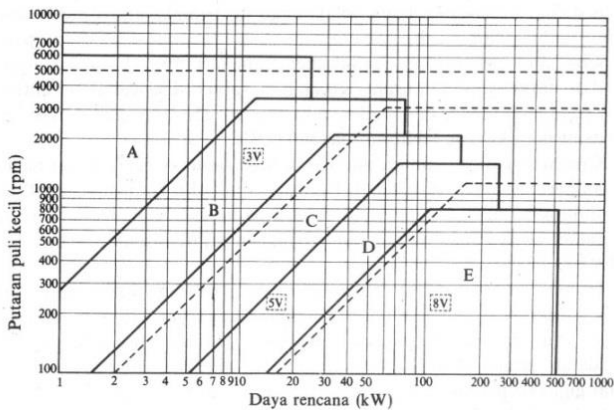
Dengan daya perencanaan yang didapatkan dari perhitungan 0,149 kW dan putaran yang direncanakan sebesar 2900 rpm, maka didapatkan *belt* yang sesuai.

Dari **Gambar 4.1** maka menggunakan tipe V-belt jenis A, dari tabel dimensi V-belt didapatkan dimensi V-belt jenis A adalah sebagai berikut:

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

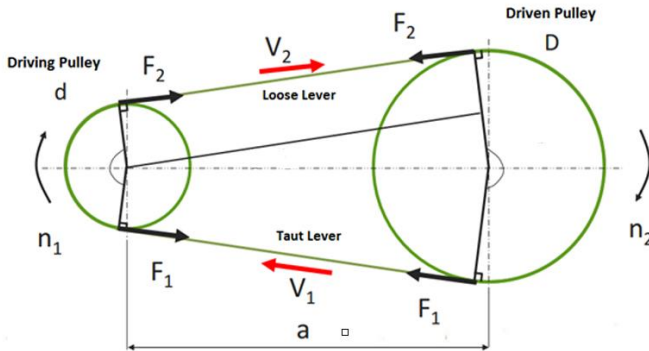
$$\text{Tinggi } (h) = 8 \text{ mm}$$

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



Gambar 4.1 Diagram pemilihan V-belt





Gambar 4.3 Perencanaan sistem transmisi *belt* dan *pul*

4.3.4 Kecepatan Keliling *Belt*

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

$$v = \frac{\pi \cdot D \cdot n}{60 \cdot 1000}$$

dimana :

$$D_1 = 25,4 \text{ mm}$$

$$n_1 = 2900 \text{ rpm}$$

sehingga:

$$v = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n_1}{60 \cdot 1000}$$

$$v = \frac{\pi \cdot 25,4 \text{ mm} \cdot 2900 \text{ rpm}}{60 \text{ sec} \cdot 1000}$$

$$v = 3,856 \text{ m/s}$$

4.3.5 Panjang Belt (L)

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

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

dimana:

Jarak antar poros perencanaan (C) = 500 mm

$$D_1 = 25,4 \text{ mm}$$

$$D_2 = 52,61 \text{ mm}$$

Sehingga:

$$L = 2 (500 \text{ mm}) + \frac{\pi}{2} (25,4 + 52,61) \text{ mm} + \frac{(52,61 - 25,4)^2 \text{ mm}}{4 (500 \text{ mm})}$$

$$L = 1000 \text{ mm} + 122,537 \text{ mm} + 0,37$$

$$L = 1045,35 \text{ mm}$$

Berdasarkan tabel dimensi Tipe belt A, panjang belt yang paling mendekati hitungan adalah 1000 mm. Jadi, panjang belt yang digunakan adalah 1000 mm.

4.3.6 Pengecekan Jarak Antar Poros (C)

Besarnya jarak antar poros dapat dihitung dengan persamaan:

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

Dimana:

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

$$= 2(1000 \text{ mm}) - \pi (52,61 \text{ mm} + 25,4 \text{ mm})$$

$$= 2000 \text{ mm} - 245,075 \text{ mm}$$

$$= 1754,925 \text{ mm}$$

Sehingga:

$$C = \frac{1754,925 \text{ mm} + \sqrt{(1754,925 \text{ mm})^2 - 8 (52,61 \text{ mm} - 25,4 \text{ mm})^2}}{8} =$$

$$\frac{1754,925 \text{ mm} + 1753,236 \text{ mm}}{8}$$

$$= 438,52 \text{ mm} \approx 439 \text{ mm}$$

4.3.7 Perhitungan Gaya pada *Belt*

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

$$F_e = F_1 - F_2$$

dimana:

$$T_d = 50,043 \text{ kgf} \cdot \text{mm}$$

$$e = 2,71$$

$f = 0,3$; didapat dari tabel koefisien gesek

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

$$F_e = \frac{50,043 \text{ kgf} \cdot \text{mm}}{12,7 \text{ mm}} = 3,94 \text{ kgf}$$

Selanjutnya menghitung F_1 dan F_2 dengan persamaan sebagai berikut:

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

Dimana:

F_1 = Gaya tarik belt bagian yang kencang

F_2 = Gaya tarik belt bagian yang kendur

$$\alpha = \pi \text{ rad}$$

Sehingga:

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

$$\frac{F_1}{F_2} = 2,71^{0,3 \cdot 3,14}$$

$$F_1 = 2,5577 F_2$$

Dari substitusi persamaan didapatkan:

$$F_e = F_1 - F_2$$

$$3,94 \text{ kgf} = 2,5577 F_2 - F_2$$

$$F_2 = \frac{3,94 \text{ kgf}}{2,5577} = 1,54 \text{ kgf}$$

$$F_1 = 2,5577 F_2$$

$$= 2,5577 (1,54 \text{ kgf})$$

$$= 3,93 \text{ kgf}$$

4.3.8 Pengecekan Jumlah Belt

Pada sub bab ini akan dilakukan pengecekan jumlah belt yang digunakan pada mesin, apakah sesuai jumlah beltnya 1 buah. Jumlah belt dapat hitung menggunakan rumus sebagai berikut:

$$Z = \frac{Fe}{\sigma_d \cdot A}$$

Gaya efektif belt (Fe) diketahui melalui hitungan sebesar 3,94 kgf dan luas penampang belt (A) sebesar 0,81 cm² Selanjutnya menghitung besarnya tegangan untuk memindahkan beban (σ_d) dengan menggunakan persamaan:

$$\sigma_d = \sigma_{d0} \cdot C_v \cdot C_a$$

dimana :

C_v = faktor kecepatan (1,0)

C_a = faktor sudut kontak (1,0)

σ_{d0} = tegangan untuk memindahkan beban

Untuk menghitung tegangan untuk memindahkan beban dapat dihitung menggunakan persamaan sebagai berikut:

$$\sigma_{d0} = a - w \frac{h}{D_2}$$

dimana:

D_2 : diameter *pulley* yang digunakan

h : lebar *belt*

a : konstanta yang dapat dicari secara eksperimen
dapat dilihat pada tabel = $25 \frac{kgf}{mm^2}$

w : konstanta yang dapat dicari secara eksperimen
dapat dilihat pada tabel = $120 \frac{kgf}{mm^2}$

Sehingga:

$$\sigma_{d0} = 25 \frac{kgf}{mm^2} - 120 \frac{kgf}{mm^2} \cdot \frac{8mm}{12,7mm}$$

$$\sigma_{d0} = 14,20 \frac{kgf}{mm^2}$$

Setelah tegangan awal untuk memindahkan beban (σ_{d0}) diketahui sebesar 14,38 kgf/mm², selanjutnya mencari nilai tegangan pada belt:

$$\sigma_d = \sigma_{d0} \cdot Cv \cdot Ca$$

$$\sigma_d = 14,20 \cdot 1,0 \cdot 1,0$$

$$\sigma_d = 14,20 \frac{kgf}{mm^2}$$

Setelah mendapat nilai σ_d mencari jumlah belt:

$$Z = \frac{Fe}{\sigma_d \cdot A}$$

$$Z = \frac{3,94 \text{ kgf}}{14,20 \cdot 0,81}$$

$$Z = 0,596 \approx 1,00$$

$$Z = 1 \text{ buah}$$

Jadi, jumlah *belt* yang digunakan berjumlah 1 buah.

4.3.9 Tegangan Maksimum pada *Belt*

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

$$\sigma_{\max} = \sigma_0 + \frac{Fe}{2 \cdot A} + \frac{\gamma \cdot v^2}{10 \cdot g} + Eb \frac{h}{D_2}$$

Dimana:

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

$$\gamma = 1,25 \frac{kg}{dm^3} \text{ (berat spesifikasi untuk bahan belt "Rubber Canvas")}$$

$$Eb = 300 \frac{kg}{cm^2} \text{ (modulus elastisitas)}$$

$$\sigma_0 = 12 \text{ kg/cm}^2 \text{ (tegangan awal untuk V-belt)}$$

$$F_e = 6,86 \text{ kgf}$$

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

$$v = 6,652 \text{ m/s}$$

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

$$D_2 = 88,9 \text{ mm}$$

Sehingga:

$$\begin{aligned} \sigma_{max} &= 12 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} + \frac{3,94 \text{ kgf}}{2 \cdot 0,81 \text{ cm}^2} + \frac{1,25 \frac{\text{kg}}{\text{dm}^3} (3,856 \frac{\text{m}}{\text{s}})^2}{10 \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}} + \\ &\quad 300 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} \cdot \frac{8 \text{ mm}}{12,7 \text{ mm}} \\ \sigma_{max} &= 32,34 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} \end{aligned}$$

4.3.10 Perhitungan Umur *Belt*

Umur *belt* dapat diketahui dari rumus:

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

Dimana:

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

$$U = \frac{v}{L} = \frac{3,856 \frac{\text{m}}{\text{s}}}{1 \text{ m}} = 3,856 \text{ (s}^{-1}\text{)}$$

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

$$\sigma_{fat} = 90 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

$$\sigma_{max} = 32,34 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

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

Sehingga nilai H dirumuskan sebagai berikut:

$$H = \frac{10^7}{3600 \cdot 3,856 \cdot 2} \left[\frac{90}{32,34} \right]^8$$

$$H = 1295837,158 \text{ jam}$$

bila satu hari = 8 jam kerja, maka umur belt dalam satuan hari sebesar 161979,65 hari.

4.4 Poros

4.4.1 Jenis Bahan Poros yang Digunakan

Sebelum perencanaan poros, terlebih dahulu ditentukan bahan poros yang digunakan, daya motor yang digunakan dan putaran yang diperlukan oleh poros. Adapun keterangannya sebagai berikut :

Bahan poros = ST 42

$\sigma_{yp} = 29,4 \text{ kgf/mm}^2$

Putaran poros = 1400 rpm

4.4.2 Perhitungan Poros dengan Beban Puntir

Pada perhitungan gaya dan momen yang terjadi di poros dapat dihitung keamanan pada poros dengan rumus :

$$\tau = \frac{16 \cdot Mt}{\pi \cdot Ds^3} \geq \frac{\sigma_{yp}}{sf}$$

Dimana :

$$Mt = 974.000 \cdot \frac{N}{n} = 974.000 \cdot \frac{0,149 \text{ kW}}{1400 \text{ rpm}} = 103,661 \text{ kgf.mm}$$

Sf = 2

$$\sigma_{yp} = 29,4 \text{ kgf/mm}^2$$

Sehingga

$$\begin{aligned}
\tau &= \frac{16 \cdot Mt}{\pi \cdot D_s^3} \geq \frac{\sigma_{yp}}{sf} \\
&= \frac{16 \cdot 103,661 \text{ kgf} \cdot \text{mm}}{\pi \cdot D_s^3} \geq \frac{29,4 \text{ kgf/mm}^2}{2} \\
&= \frac{1658,576 \text{ kgf} \cdot \text{mm}}{\pi \cdot D_s^3} \geq 1,47 \text{ kgf/mm}^2 \\
&= D_s^3 \geq \frac{1658,576 \text{ kgf} \cdot \text{mm}}{\pi \cdot 1,47 \text{ kgf/mm}^2} \\
&= D_s^3 \geq 359,143 \text{ mm} \\
&= D_s \geq 7,1 \text{ mm}
\end{aligned}$$

4.5 Bantalan (*Bearing*)

Dari hasil analisa dan perhitungan, maka diperoleh data sebagai berikut :

1. Diameter poros (D_p) : 15 mm
2. Gaya bantalan dititik B : BX = 0,37 kgf
BY = 1,25 kgf
3. Gaya bantalan dititik C : CX = 0,466 kgf
CY = 6,76 kgf
4. Co : 1470 lbf = 666,78 kgf
5. C : 2340 lbf = 1061,406 kgf
6. Fs : 1,0 (uniform and steady load)
7. V : 1,0 (ring dalam berputar)

4.5.1 Perhitungan Beban Radial pada Bearing

Untuk mencari beban equivalent dibutuhkan nilai dari beban radial (Fr) dan beban aksial (Fa). beban aksial (Fa) sudah diketahui sedangkan beban radial (Fr) belum diketahui.

Untuk mencari besar nilai beban radial (F_r) dapat dihitung dengan persamaan:

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

Dimana:

F_R = Gaya Radial Bearing

F_x = Gaya pada bearing yang terjadi pada sumbu X

F_y = Gaya pada bearing yang terjadi pada sumbu Y

Sehingga:

4.5.1.1 Beban Radial pada Bearing B

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

$$F_{RB} = \sqrt{(0,37)^2 + (1,25)^2}$$

$$F_{RB} = 1,304 \text{ kgf}$$

4.5.1.2 Beban Radial pada Bearing C

$$F_{RC} = \sqrt{(F_{Cx})^2 + (F_{Cy})^2}$$

$$F_{RC} = \sqrt{(0,466)^2 + (6,26)^2}$$

$$F_{RC} = 6,27 \text{ kgf}$$

4.5.2 Beban Equivalen pada Bearing B

Untuk mengetahui nilai beban ekivalen bearing (P) dapat dihitung dengan persamaan:

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

Dimana:

$$F_S = \text{Service factor} = \text{Light Shock load} = 1,5$$

$$C_o = 666,78 \text{ kgf}$$

$$F_a B = 0 \text{ kgf (beban aksial)}$$

$$F_r B = 1,25 \text{ kgf (beban radial)}$$

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

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

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

Sehingga :

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

$$P = 1,5 (1 \cdot 1 \cdot 1,25 \text{ kgf} + 0 \cdot 0 \text{ kgf})$$

$$P = 1,875 \text{ kgf}$$

4.5.3 Beban Equivalen pada Bantalan C

Bantalan menerima beban yang berkombinasi antara beban radial (F_r) dan beban aksial (F_a) karena jenis bantalan yang dipilih adalah *single row ball bearing* maka nilai beban ekivalen bearing (P) didapat:

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

diketahui :

$$F_S = \text{Service factor} = \text{Light Shock load} = 1,5$$

$$C_o = 666,78 \text{ kgf}$$

$$F_a C = 0 \text{ kgf (beban aksial)}$$

$$F_r C = 6,26 \text{ kgf (beban radial)}$$

$V = 1$ (ring dalam yang berputar)

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

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

Sehingga :

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

$$P = 1,5(1 \cdot 1 \cdot 6,26 \text{ kgf} + 0 \cdot 0 \text{ kgf})$$

$$P = 9,39 \text{ kgf}$$

4.5.4 Umur Bearing B

Jadi umur bantalan B dapat dihitung dengan menggunakan rumus :

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

dimana :

$$C = 1061,406 \text{ Kg}$$

$$b = 3 \text{ (untuk ball bearing)}$$

$$n_p = 1400 \text{ rpm (putaran poros beban maksimum)}$$

$$P = 1,875 \text{ kgf}$$

Sehingga :

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

$$L_{10} = \frac{10^6}{60 \cdot 1400 \text{ rpm}} \left(\frac{1061,406 \text{ kgf}}{1,875 \text{ kgf}} \right)^3$$

$$L_{10} = 3023357810 \text{ Jam}$$

Bila dalam satu hari kerja = 8 jam, maka umur bearing adalah 377919726,3 hari.

4.5.5 Umur Bearing C

Jadi umur bantalan C dapat dihitung dengan menggunakan rumus :

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

dimana :

$$C = 1061,406 \text{ kgf}$$

$$b = 3 \text{ (untuk ball bearing)}$$

$$n_p = 1400 \text{ rpm (putaran poros beban maksimum)}$$

$$P = 9,39 \text{ kgf}$$

Sehingga :

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

$$L_{10} = \frac{10^6}{60 \cdot 1400 \text{ rpm}} \left(\frac{1061,406 \text{ kgf}}{9,39 \text{ kgf}} \right)^3$$

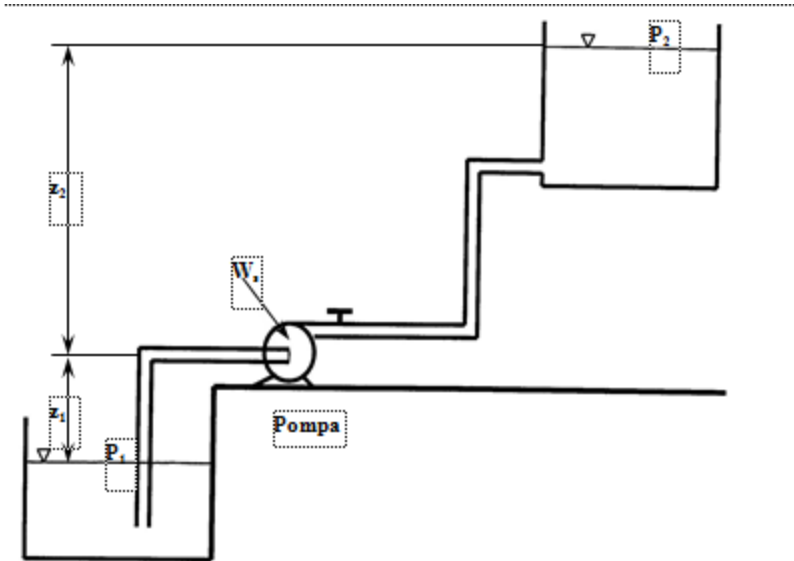
$$L_{10} = 2403108426 \text{ Jam}$$

Bila dalam satu hari kerja = 8 jam, maka umur bearing adalah 3003885,53 hari

4.6 Daya Pompa

Sebelum perhitungan daya pompa maka perlu dicari terlebih dahulu yaitu nilai head loss total, yang meliputi head

loss mayor dan head loss minor. Dari alat yang telah dibuat, maka dibuat instalasi sederhana sebagai berikut:



Gambar 4.4 Aliran Solar pada Instalasi Pompa

4.6.1 Perhitungan Head Loss

Untuk menghitung head loss total digunakan rumus sebagai berikut :

$$\sum h_{lt} = h_l + h_{lm}$$

Dimana :

$$Re = \frac{\rho \cdot v \cdot D}{\mu} = \frac{832 \frac{kg}{m^3} \cdot 12,732 \frac{m}{s} \cdot 0,01 m}{5,845 \times 10^{-3} \frac{kg}{m \cdot s}} = 18123$$

$$\frac{e}{D} = \frac{0,00015}{100} = 0,000015$$

Sehingga nilai f didapatkan pada moody diagram yaitu 0,028

4.6.1.1 Head Loss Mayor

$$hl = f \left(\frac{ls+ld}{D} \right) \frac{v^2}{2}$$

Dimana :

$$v_2 = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot d^2} = \frac{4 \cdot 0,001 \text{ m}^3/\text{s}}{\pi \cdot (0,01 \text{ m})^2} = 12,732 \text{ m/s}$$

D_s dan $D_d = 1 \text{ cm} = 0,01 \text{ m}$

$L_s = 73 \text{ cm} = 0,73 \text{ m}$

$L_d = 25 \text{ cm} = 0,25 \text{ m}$

Sehingga :

$$hl = f \left(\frac{ls+ld}{D} \right) \frac{v^2}{2}$$

$$hl = 0,028 \left(\frac{0,73+0,25}{0,01} \right) \frac{(12,732)^2}{2}$$

$$hl = 2,438 \frac{\text{m}^2}{\text{s}^2}$$

4.6.1.2 Head Loss Minor

$$h_{lm} = k \frac{v^2}{2} = f \frac{L_e}{D} \frac{v^2}{2}$$

Dimana :

$$v_2 = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot d^2} = \frac{4 \cdot 0,001 \text{ m}^3/\text{s}}{\pi \cdot (0,01 \text{ m})^2} = 12,732 \text{ m/s}$$

D_s dan $D_d = 1 \text{ cm} = 0,01 \text{ m}$

$k_{cv} = 0,3$ (harga k dapat dilihat pada Lampiran 19)

$k_{elb} = 0,25$ (harga k dapat dilihat pada Lampiran 19)

$k_{elb} 90^\circ = 0,3$ (harga k dapat dilihat pada Lampiran 19)

$k_{elb} 180^\circ = 0,2$ (harga k dapat dilihat pada Lampiran 19)

Absolute roughness (k) = 0,0015

Sehingga :

$$\begin{aligned} h_{lm} &= k \frac{v^2}{2} = f \frac{Le}{D} \frac{v^2}{2} \\ &= [0,3 + 0,2 + 0,3 + 2 \cdot 0,028 (0,25)] \frac{12,732^2}{2} \\ &= 0,814 \frac{m^2}{s^2} \end{aligned}$$

Sehingga head loss total (4.6.1) dapat diketahui yaitu :

$$\begin{aligned} \sum h_{lt} &= h_l + h_{lm} \\ &= 2,438 + 0,814 \\ &= 3,094 \frac{m^2}{s^2} \end{aligned}$$

4.6.2 Perhitungan Daya Pompa

Untuk mengetahui daya pompa menggunakan persamaan sebagai berikut :

$$\frac{P_1}{\rho} + \frac{v_1^2}{2} + g z_1 + \frac{ws}{\dot{m}} = \frac{P_2}{\rho} + \frac{v_2^2}{2} + g z_2 + \sum h_{lt}$$

Dimana :

$$P_1 = P \text{ atm}$$

$$P_2 = 3 \times 10^5 \text{ N/m}^2$$

$$Q = 1 \text{ l/min} = 0,001 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$v_1 = 0$$

$$v_2 = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot d^2} = \frac{4 \cdot 0,001 \text{ m}^3/\text{s}}{\pi \cdot (0,01 \text{ m})^2} = 12,732 \text{ m/s}$$

$$z_1 = 25 \text{ cm} = 0,25 \text{ m}$$

$$z_2 = 12 \text{ cm} = 0,12 \text{ m}$$

$$D_s \text{ dan } D_d = 1 \text{ cm} = 0,01 \text{ m}$$

$$L_s = 73 \text{ cm} = 0,73 \text{ m}$$

$$L_d = 25 \text{ cm} = 0,25 \text{ m}$$

$$\rho_{\text{solar}} = 0,832 \text{ kg/l} = 832 \text{ kg/m}^3$$

$$\mu_{\text{solar}} = 5,845 \times 10^{-3} \text{ kg/m.s}$$

$$\text{Absolute roughness (k)} = 0,0015$$

$$\sum h_{lt} = 3,094$$

$$\dot{m} = \rho \cdot v_2 \cdot A$$

$$= 832 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 12,732 \frac{\text{m}}{\text{s}} \cdot \frac{\pi}{4} (0,01 \text{ m})^2$$

$$= 0,831 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Sehingga :

$$\dot{w} = \dot{m} \left[\frac{P_2}{\rho} + \frac{v^2}{2} + g(z_1 - z_2) + \sum h_{lt} \right]$$

$$= 0,831 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \left[\frac{3 \times 10^2 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}}{832 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}} + \frac{(12,732 \frac{\text{m}}{\text{s}})^2}{2} + 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} (0,73 \text{ m} - 0,25 \text{ m}) + 3,094 \frac{\text{m}^2}{\text{s}^2} \right]$$

$$= 268,051 \frac{\text{N} \cdot \text{m}}{\text{s}}$$

$$= 268,051 \text{ Watt}$$

Sehingga daya yang dibutuhkan pompa adalah 268,051 Watt sedangkan daya pada motor yaitu 286 Watt.

4.7 Hasil Perencanaan Mesin

Hasil dari perencanaan Mesin Penyaring Solar dengan Sistem Magnetik dapat dilihat pada gambar berikut ini



Gambar 4.5 Proses Perakitan Mesin (1)



Gambar 4.6 Proses Perakitan Mesin (2)



Gambar 4.7 Hasil akhir mesin penyaring solar

4.8 Hasil Pengujian

Setelah mesin penyaring solar telah dibuat, maka tahap selanjutnya yaitu pengujian pada mesin tersebut. Berikut ini hasil dari pengujian proses penyaringan pada mesin penyaring solar sebanyak 3 kali siklus di tiap volume 1 liter. t merupakan lamanya proses yang dibutuhkan untuk melakukan proses penyaringan.

Tabel 4.1 Hasil Pengujian

No	Volume	T
1.	1 liter	3 min 21,23 s
2.	1 liter	3 min 36,47 s
3.	1 liter	3 min 28,61 s
4.	1 liter	3 min 32,21 s
5.	1 liter	3 min 34,06 s
Rata – rata t		3 min 30,51 s

BAB V

PENUTUP

5.1 Kesimpulan

Dari proses perencanaan dan pembahasan Tugas Akhir dengan judul Perencanaan Sistem Transmisi Mesin Penyaring Solar Berkapasitas 1 l/min dengan Sistem Magnetik ini dapat disimpulkan bahwa:

1. Didapatkan desain dan Mesin Penyaring Solar dengan Sistem Magnetik yang bekerja dengan baik.
2. Didapatkan gaya dan daya yang dibutuhkan Mesin Penyaring Solar dengan Sistem Magnetik sebagai berikut :
 - Gaya (F) = 3,3 kgf didapat torsi 41,91 kgf
 - Dan daya (P) = 124,78 watt atau 0,124 kW
3. Didapatkan perhitungan sistem transmisi elemen mesin dari Mesin Penyaring Solar dengan Sistem Magnetik sebagai berikut :
 - Type *Belt A* dengan panjang 1000 mm dan umur 161979,65 hari
 - Poros dengan bahan ST42 dan diameter 15 mm melebihi batas aman yaitu 7,1 mm
 - *Bearing* gelinding type *single row ball bearing* B dengan prediksi umur 377919726,3 hari dan *bearing* C 3003885,53 hari.
4. Didapatkan perhitungan daya yang dibutuhkan pompa yaitu 268 Watt, dengan kapasitas mesin yaitu 1 l/min.
5. Hasil dan Pembahasan Pengujian

Setelah dilakukan pengujian dalam 3 kali siklusnya dengan volume 1 liter, didapatkan waktu rata-rata untuk proses dalam mesin penyaring solar yaitu 3 menit 30,51 detik

5.2 Saran

Saran yang diperlukan untuk membuat Mesin Penyaring Solar dengan Sistem Magnetik ini adalah :

1. Mekanisme valve dibuat lebih mudah
2. Diberikan sistem otomatis agar lebih mudah saat melakukan prosesnya

DAFTAR PUSTAKA

- Deutschman, Aaron D. 1975. *Machine Design : Theory and Practice*. New York : Macmillan Publishing Co., Inc.
- Doborvolsky v . *Machine Elements* : Peace Publishers , Moscow.
- Sularso,Kiyokatsu Suga. 1994. *Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin*, Cetakan ke 10.PT. Pradnya Paramita, Jakarta
- <https://bestekin.com/2015/11/20/pengertian-ukuran-mesh-dan-konversinya/> diakses pada 25 05 2018 (14:30)
- <http://repository.usu.ac.id/> diakses pada 02 06 2018 (15:05)
- www.kitapunya.net/2013/09/saringan-bahan-bakar-fuel-filter.html diakses pada 02 06 2018 (15:45)

Lampiran 1a. Tabel Konversi Satuan

TABLE. 1. Conversion Factors	
Area	
1 mm ² = 1.0 × 10 ⁻⁶ m ²	1 ft ² = 144 in. ²
1 cm ² = 1.0 × 10 ⁻⁴ m ² = 0.1550 in. ²	1 in. ² = 6.4516 cm ² = 6.4516 × 10 ⁻⁴ m ²
1 m ² = 10.7639 ft ²	1 ft ² = 0.092 903 m ²
Conductivity	
1 W/m-K = 1 J/s-m-K = 0.577 789 Btu/h-ft-R	1 Btu/h-ft-R = 1.730 735 W/m-K
Density	
1 kg/m ³ = 0.06242797 lbm/ft ³	1 lbm/ft ³ = 16.018 46 kg/m ³
1 g/cm ³ = 1000 kg/m ³	
1 g/cm ³ = 1 kg/L	
Energy	
1 J = 1 N-m = 1 kg-m ² /s ²	
1 J = 0.737 562 lbf-ft	1 lbf-ft = 1.355 818 J
1 cal (Int.) = 4.1868 J	= 1.28507 × 10 ⁻³ Btu
	1 Btu (Int.) = 1.055 056 kJ
1 erg = 1.0 × 10 ⁻⁷ J	= 778.1693 lbf-ft
1 eV = 1.602 177 33 × 10 ⁻¹⁹ J	
Force	
1 N = 0.224809 lbf	1 lbf = 4.448 222 N
1 kp = 9.80665 N (1 kgf)	
Gravitation	
g = 9.80665 m/s ²	g = 32.17405 ft/s ²
Heat capacity, specific entropy	
1 kJ/kg-K = 0.238 846 Btu/lbm-R	1 Btu/lbm-R = 4.1868 kJ/kg-K
Heat flux (per unit area)	
1 W/m ² = 0.316 998 Btu/h-ft ²	1 Btu/h-ft ² = 3.15459 W/m ²
Heat transfer coefficient	
1 W/m ² -K = 0.176 11 Btu/h-ft ² -R	1 Btu/h-ft ² -R = 5.67826 W/m ² -K
Length	
1 mm = 0.001 m = 0.1 cm	1 ft = 12 in.
1 cm = 0.01 m = 10 mm = 0.3970 in.	1 in. = 2.54 cm = 0.0254 m
1 m = 3.28084 ft = 39.370 in.	1 ft = 0.3048 m
1 km = 0.621 371 mi	1 mi = 1.609344 km
1 mi = 1609.3 m (US statute)	1 yd = 0.9144 m

Lampiran 1b. Tabel Konversi Satuan(lanjutan)

TABLE (Continued) Conversion Factors		
Specific kinetic energy (V^2)		
$1 \text{ m}^2/\text{s}^2 = 0.001 \text{ kJ/kg}$	$1 \text{ ft}^2/\text{s}^2 = 3.9941 \times 10^{-5} \text{ Btu/lbm}$	
$1 \text{ kJ/kg} = 1000 \text{ m}^2/\text{s}^2$	$1 \text{ Btu/lbm} = 25037 \text{ ft}^2/\text{s}^2$	
Specific potential energy (Zg)		
$1 \text{ m} \cdot \text{g}_{\text{std}} = 9.80665 \times 10^{-3} \text{ kJ/kg}$	$1 \text{ ft} \cdot \text{g}_{\text{std}} = 1.0 \text{ lbf} \cdot \text{ft/lbm}$	
$= 4.21607 \times 10^{-3} \text{ Btu/lbm}$	$= 0.001285 \text{ Btu/lbm}$	
	$= 0.002989 \text{ kJ/kg}$	
Specific volume		
$1 \text{ cm}^3/\text{g} = 0.001 \text{ m}^3/\text{kg}$		
$1 \text{ cm}^3/\text{g} = 1 \text{ L/kg}$		
$1 \text{ m}^3/\text{kg} = 16.01846 \text{ ft}^3/\text{lbm}$	$1 \text{ ft}^3/\text{lbm} = 0.062428 \text{ m}^3/\text{kg}$	
Temperature		
$1 \text{ K} = 1^\circ\text{C} = 1.8 \text{ R} = 1.8 \text{ F}$	$1 \text{ R} = (5/9) \text{ K}$	
$\text{TC} = \text{TK} - 273.15$	$\text{TF} = \text{TR} - 459.67$	
$= (\text{TF} - 32)/1.8$	$= 1.8 \text{ TC} + 32$	
$\text{TK} = \text{TR}/1.8$	$\text{TR} = 1.8 \text{ TK}$	
Universal Gas Constant		
$R = N_0 k = 8.31451 \text{ kJ/kmol} \cdot \text{K}$	$R = 1.98589 \text{ Btu/lbmol} \cdot \text{R}$	
$= 1.98589 \text{ kcal/kmol} \cdot \text{K}$	$= 1545.36 \text{ lbf} \cdot \text{ft/lbmol} \cdot \text{R}$	
$= 82.0578 \text{ atm} \cdot \text{L/kmol} \cdot \text{K}$	$= 0.73024 \text{ atm} \cdot \text{ft}^3/\text{lbmol} \cdot \text{R}$	
	$= 10.7317 (\text{lbf/in.}^2) \cdot \text{ft}^3/\text{lbmol} \cdot \text{R}$	
Velocity		
$1 \text{ m/s} = 3.6 \text{ km/h}$	$1 \text{ ft/s} = 0.681818 \text{ mi/h}$	
$= 3.28084 \text{ ft/s}$	$= 0.3048 \text{ m/s}$	
$= 2.23694 \text{ mi/h}$	$= 1.09728 \text{ km/h}$	
$1 \text{ km/h} = 0.27778 \text{ m/s}$	$1 \text{ mi/h} = 1.46667 \text{ ft/s}$	
$= 0.91134 \text{ ft/s}$	$= 0.44704 \text{ m/s}$	
$= 0.62137 \text{ mi/h}$	$= 1.609344 \text{ km/h}$	
Volume		
$1 \text{ m}^3 = 35.3147 \text{ ft}^3$	$1 \text{ ft}^3 = 2.831685 \times 10^{-2} \text{ m}^3$	
$1 \text{ L} = 1 \text{ dm}^3 = 0.001 \text{ m}^3$	$1 \text{ in.}^3 = 1.6387 \times 10^{-5} \text{ m}^3$	
$1 \text{ Gal (US)} = 3.785412 \text{ L}$	$1 \text{ Gal (UK)} = 4.546090 \text{ L}$	
$= 3.785412 \times 10^{-3} \text{ m}^3$	$1 \text{ Gal (US)} = 231.00 \text{ in.}^3$	

Lampiran 1c. Tabel Konversi Satuan(lanjutan)

TABLE (Continued) Conversion Factors			
Mass			
1 kg	= 2.204 623 lbm	1 lbm	= 0.453 592 kg
1 tonne	= 1000 kg	1 slug	= 14.5939 kg
1 grain	= 6.47989×10^{-5} kg	1 ton	= 2000 lbm
Moment (torque)			
1 N-m	= 0.737 562 lbf-ft	1 lbf-ft	= 1.355 818 N-m
Momentum (mV)			
1 kg-m/s	= 7.232 94 lbm-ft/s	1 lbm-ft/s	= 0.138 256 kg-m/s
	= 0.224809 lbf-s		
Power			
1 W	= 1 J/s = 1 N-m/s	1 lbf-ft/s	= 1.355 818 W
	= 0.737 562 lbf-ft/s		= 4.626 24 Btu/h
1 kW	= 3412.14 Btu/h	1 Btu/s	= 1.055 056 kW
1 hp (metric)	= 0.735 499 kW	1 hp (UK)	= 0.7457 kW
			= 550 lbf-ft/s
			= 2544.43 Btu/h
1 ton of refrigeration	= 3.516 85 kW	1 ton of refrigeration	= 12 000 Btu/h
Pressure			
1 Pa	= 1 N/m ² = 1 kg/m-s ²	1 lbf/in. ²	= 6.894 757 kPa
1 bar	= 1.0×10^5 Pa = 100 kPa		
1 atm	= 101.325 kPa	1 atm	= 14.695 94 lbf/in. ²
	= 1.01325 bar		= 29.921 in. Hg [32 F]
	= 760 mm Hg [0°C]		= 33.899 5 ft H ₂ O [4°C]
	= 10.332 56 m H ₂ O [4°C]	1 Psi	= 0.068 95 bar
1 torr	= 1 mm Hg [0°C]	1 in. Hg [0°C]	= 0.491 15 lbf/in. ²
1 mm Hg [0°C]	= 0.133 322 kPa	1 in. H ₂ O [4°C]	= 0.036 126 lbf/in. ²
1 m H ₂ O [4°C]	= 9.806 38 kPa		
Specific energy			
1 kJ/kg	= 0.42992 Btu/lbm	1 Btu/lbm	= 2.326 kJ/kg
	= 334.55 lbf-ft/lbm	1 lbf-ft/lbm	= 2.98907×10^{-3} kJ/kg
			= 1.28507×10^{-3} Btu/lbm

Lampiran 2. *Safety Factor*

1	N = 1,25 – 1,5 for exceptionally reliable materials used under controllable conditions and subjected to loads and stresses that can be determined with certainty. Used almost invariably where low weight is a particularly important consideration.
2	N = 1,5 – 2 for well-known materials, under reasonably constant enviromental conditions, subjected to loads and stresses that can be determined readily.
3	N = 2 – 2,5 for average materials operated in ordinary environments and subjected to loads and streese that can be determined.
4	N = 2,5 – 3 for less tried or for brittle materials under average conditions of environment,load,stress.
5	N = 3 – 4 for untried materials used under average conditions of environment,load, and stress.
6	N = 3 – 4 should also be used with better known materials thats are to be used in uncertain environments or subjected to uncertain stresses.
7	Repeated loads : the factors established in items 1 to 6 are acceptable but must be applied to the endurance limit rather than the yield strength of the materials.
8	Impact forces : the factors given in items 3 to 6 are acceptable, but an impact factor should be included.
9	Brittle materials : where the ultimate strength is used as the theoretical maximum. The factors presented in items 1 t0 6 should be approximately doubled.
10	Where higher factors might appear desirable, a more through analysis of the problem should be undertaken before deciding upon their use.

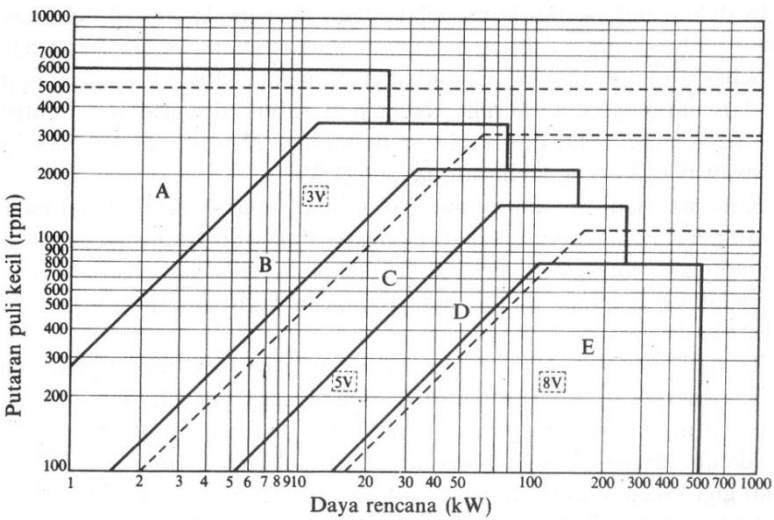
Lampiran 3. Tabel Kekuatan Material

Mechanical Properties of Materials -- Comparison						
Material	Density	Modulus	Yield	Ultimate	Specific Yield	Specific Stiffness
Glass	2.6	70	70	70	26.9	26.9
Aluminum, Alloy 1100-H14	2.7	69	110	120	40.7	25.6
Steel, High Strength, low range	7.85	200	340	550	43.3	25.5
Magnesium, low	1.8	43	80	140	44.4	23.9
Steel, hot rolled, 1% C	7.85	200	580	960	73.9	25.5
Glass, Phys Tempered	2.6	70	210	210	80.8	26.9
Steel, High Strength, high range	7.85	200	1000	1200	127.4	25.5
Aluminum, Alloy 2014-T6	2.7	72	410	500	151.9	26.7
Magnesium, high	1.8	43	280	340	155.6	23.9
Titanium, low	4.5	110	760	900	168.9	24.4
Glass, Chem. Tempered	2.6	70	500	500	192.3	26.9
Titanium, high	4.5	110	1000	1200	222.2	24.4
Glass, Fibers	2.6	70	4000	4000	1538.5	26.9

Lampiran 4. *Safety factor belt*

Mesin yg digerakkan	Penggerak					
	Momen puntir puncak 200%			Momen puntir puncak > 100%		
	Motor AC(momen normal, sangkar baging sinkron) motor arus searah (lilitan shunt)			Motor AC balik (momen tinggi, fase tunggal, lilitan seri) motor arus searah (lilitan kompon, lilitan seri), mesin torak, kopling tak tetap		
	Jumlah jam kerja per hari			Jumlah jam kerja per hari		
	3-5 jam	8-10 jam	16-24 jam	3-5 jam	8-10 jam	16-24 jam
<i>Variasi beban sangat kecil</i>						
Pengaduk zat cair, kipas angin, blower (sampai 7,5 kw), pompa sentrifugal, konveyor tugas ringan	1,0	1,1	1,2	1,2	1,3	1,4
<i>Variasi beban kecil</i>						
Konveyor sabuk(pasir, batu bara) pengaduk, kipas angin(lebih dari 7,5 kW), mesin torak , peluncur, mesin perkakas, mesin percetakan, mesin perajang singkong dan sejenisnya.	1,2	1,3	1,4	1,4	1,5	1,6
<i>Variasi beban sedang</i>						
Konveyor (ember, sekrup), pompa torak, kompresor, gilingan palu, pengocok, roots-blower, mesin tekstil, mesin kayu, mesin perajang rumput dan akar, dan sejenisnya.	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8
<i>Variasi beban besar</i>						
Penghancur, gilingan bola atau batang, pengangkat, mesin pabrik karet (rol karet, lender)	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9	2,0

Lampiran 5. Diagram pemilihan Belt



Lampiran 6. Diameter Pule Kecil

Type Belt	A	B	C	D	E	3V	5V	8V
Diameter minimum yang diijinkan (mm)	65	115	175	300	450	67	180	315
Diameter minimum yang diijinkan (mm)	95	145	225	350	550	100	224	360

Lampiran 7. Dimensi Belt

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 8. Koefisien Gesek antara Belt dan Pulley

Type of belt	Pule material			
	Compressed paper	wood	steel	Cast iron
<u>Leather :</u>				
Tanned with vegetable compound	0.35	0.30	0.25	0.25
Tanned with mineral compound	0.50	0.45	0.40	0.40
<u>Cotton :</u>				
Solid woven	0.28	0.25	0.22	0.22
Stitched	0.25	0.23	0.20	0.20
<u>Woolen</u>	0.45	0.40	0.35	0.35
<u>Rubber</u>	0.35	0.32	0.30	0.30

Sumber : (Dobrovolsky, 1985: 206)

Lampiran 9. Tabel Perencanaan Pulley

Tipe Belt	A	B	C	D	E	3V	5V	8V
Diameter minimum yg diijinkan (mm)	65	115	175	300	450	67	180	315
Diameter minimum yg dianjurkan (mm)	95	145	225	350	550	100	224	360

(Sumber : Sularso, 2004 : 186)

Lampiran 10. Sudut kontak dan panjang belt

Sketch				
Arc of contact between the belt and the smaller pulley	$\alpha \approx 180^\circ - \frac{D_2 - D_1}{A} 60^\circ$	$\alpha \approx 180^\circ - \frac{D_2 + D_1}{A} 60^\circ$	$\alpha \approx 180^\circ + \frac{D_1}{A} 60^\circ$	$\alpha \approx 180^\circ - \frac{D_2 - D_1}{A} 60^\circ + \frac{(D_1 + D_P - 2E)}{2A_P}$
Geometrical length of belt (disregarding tension and sag)	$L = 2A + \frac{\pi}{2}(D_2 + D_1) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4A}$	$L = 2A + \frac{\pi}{2}(D_2 + D_1) + \frac{(D_2 + D_1)^2}{4A}$	$L = 2A + \frac{\pi}{2}(D_2 + D_1) + \frac{D_2^2 + D_1^2}{4A}$	$L = (A + Ap + C) + \frac{\pi}{2}(D_2 + D_1) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{8A} + \frac{(D_2 + D_P)^2}{8A} + \frac{(D_1 + D_P)^2}{8C} - \frac{E}{Ap} \frac{(D_1 + D_P)}{2} - \frac{E}{C} \frac{(D_2 + D_P)}{2}$

(Sumber : Dobrovolsky, 1985: 232-233)

Lampiran 11. Tipe dan dimensi dari V-Belt

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

Note : The angle of groove (β) is selected depending on the pulley diameter; lesser angle corresponds to a lesser diameter. (Sumber : Dobrovolsky, 1985: 216)

Lampiran 12. Faktor kecepatan (C_v) dan Faktor sudut kontak C_α

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
Vbelt, C_v	1,05	1,04	1,0	0,94	0,85	0,74	0,60

(Sumber : Dobrovolsky, 1985: 236)

Faktor sudut kontak C_α

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

(Sumber : Dobrovolsky, 1985: 237)

Lampiran 13. Dimensi dan Bahan Untuk Belt

	Leather	Rubber canvas	Solid-woven cotton	Woven woolen	Interstit ched 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 kgf/cm ²	200	4-10 (without layers), 370 (with layers)	350-405	300	300	500
Max elongation	10% at 100kg/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 max in m/sec	40	20-30	25	30	50	50
Specific weight in kgf/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 kgf/cm ²	1.000-1.500	800-1.200	300-600	—	1.000-1.200	—

Lampiran 14. Standart Dimensi pada Bearing

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

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

Number: Deutschmen: 1975

Sumber : Deutchman, 1975

Lampiran 15. Nilai faktor X dan Y pada *Bearing*

Bearing type		Inner ring		Single row		Double row				e
		Rotating	Stationary	$F_a/VF_r > e$		$F_a/VF_r \leq e$		$F_a/VF_r > e$		
Deep groove ball bearing	F_a/C_0	V	V	X	Y	X	Y	X	Y	
	.014	1	1.2	0.56	2.30	1	0	0.56	2.30	.19
	.028				1.99				1.99	.22
	.056				1.71				1.71	.26
	.084				1.55				1.55	.28
	.11				1.45				1.45	.3
	.17				1.31				1.31	.34
	.28				1.15				1.15	.38
	.42				1.04				1.04	.42
.56				1.00				1.00	.44	
Angular contact ball bearing	20	1	1.2	.43	1.0	1	1.09	.70	1.63	.57
	25			.41	.87		.92	.67	1.44	.68
	30			.39	.76		.78	.63	1.24	.80
	35			.37	.66		.66	.60	1.07	.95
	40			.35	.57		.55	.57	.93	1.14
Self aligning ball bearing		1	1	.4	.4 cotα	1	.42 cotα	.65	.65 cotα	1.5 tanα

Sumber : Deutschman, 1975

Lampiran 16. Service Factor Bearing

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

Lampiran 17a. Mechanical Properties of Steel

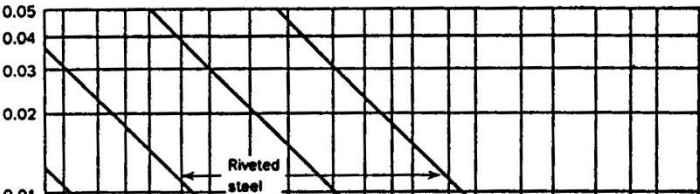
AISI Type	Condition	Tensile Strength, ksi	Yield Strength, ksi	Elongat. in 2 in., %	Reduction in Area, %	Hardness, BHN	Machinability (Based on 1112 = 100)
4140	HRA	90	63	27	58	187	57
	CDA	102	90	18	50	223	66
	N	148	95	18	47	302	—
4340	HRA	101	69	21	45	207	45
	CDA	110	99	16	42	223	50
	N	185	126	11	41	363	—
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	—
8620	HR	89	65	25	63	192	60
	CD	102	85	22	58	212	63
	A	78	56	31	62	149	—
	N	92	52	26	60	183	—
8640	CD	140	120	11	38	277	—
	CDA	107	90	14	45	217	60
8740	HRA	95	64	25	55	190	56
	CDA	107	96	17	48	223	66
	N	135	88	16	48	269	—
9255	HRA	113	71	22	41	229	45
	N	135	84	20	43	269	—
E9310	HR	115	75	22	58	241	45
	A	119	64	17	42	241	—
	N	132	83	19	58	269	—
9440	HR	123	80	18	47	241	—
	HRA	93	59	26	53	183	—
	N	110	72	25	58	223	—

Lampiran 17b. Mechanical Properties of Steel (lanjutan)

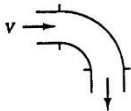
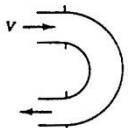
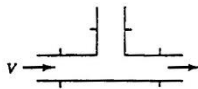
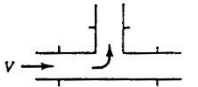
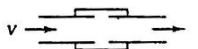
AISI Type	Condition	Tensile Strength, ksi	Yield Strength, ksi	Elongat in 2 in., %	Reduction in Area, %	Hardness, BHN	Mechan ability (Based on 1112 = 100)
1010	HR	64	42	28	67	107	45
	CD	78	68	16	63	129	55
1020	CDA	64	48	28	65	131	55
	HR	65	43	36	59	143	50
	CD	78	66	20	55	156	65
	A	57	52	37	66	111	90
1030	N	64	50	36	68	131	75
	HR & turned	72	44	31	63	140	—
	CD	84	76	16	57	172	65
	A	67	50	31	58	126	—
1040	N	76	51	32	61	149	—
	HR	91	58	27	50	201	63
	CD	100	88	17	42	207	65
	A	75	51	30	57	149	—
1045	N	85	50	28	55	170	60
	HR	98	59	24	45	212	56
	CD	103	90	14	40	217	60
	A	90	55	27	54	174	60
1050	N	99	61	25	49	207	—
	HR	105	67	15	—	—	—
	CD	114	104	9	—	—	54
	A	92	43	24	40	187	—
1095	N	109	62	20	39	217	—
	HR	142	83	18	38	295	—
	A	95	38	13	21	192	—
	N	147	73	10	14	293	—
1118	HR	75	50	35	55	140	—
	CD	85	75	25	55	170	80
	A	65	41	35	67	131	80
	N	69	46	34	66	143	80
2330	CD	105	90	20	50	212	50
	A	86	61	28	58	179	50
	N	100	68	26	56	207	—
3140	CD	107	92	17	50	212	55
	A	100	61	25	51	197	55
	N	129	87	20	58	262	—
4130	HRA	86	56	29	57	183	65
	CDA	98	87	21	52	201	70
	N	97	63	26	60	197	50

SOURCE: *ASME Handbook-Material Properties*, McGraw-Hill Book Co., 1954; *Ryan's Data Book*, Joseph T. Ryan 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 16: Kekuatan rekat untuk berbagai jenis pipa



Lampiran 19. Harga koefisien kerugian-head (k) untuk berbagai komponen

Component	K	
a. Elbows		
Regular 90°, flanged	0.3	
Regular 90°, threaded	1.5	
Long radius 90°, flanged	0.2	
Long radius 90°, threaded	0.7	
Long radius 45°, flanged	0.2	
Regular 45°, threaded	0.4	
		
b. 180° return bends		
180° return bend, flanged	0.2	
180° return bend, threaded	1.5	
c. Tees		
Line flow, flanged	0.2	
Line flow, threaded	0.9	
Branch flow, flanged	1.0	
Branch flow, threaded	2.0	
		
d. Union, threaded	0.08	
*e. Valves		
Globe, fully open	10	
Angle, fully open	2	
Gate, fully open	0.15	
Gate, $\frac{1}{2}$ closed	0.26	
Gate, $\frac{1}{4}$ closed	2.1	
Gate, $\frac{3}{4}$ closed	17	
Swing check, forward flow	2	
Swing check, backward flow	∞	
Ball valve, fully open	0.05	
Ball valve, $\frac{1}{2}$ closed	5.5	
Ball valve, $\frac{3}{4}$ closed	210	

Lampiran 20. Panjang ekivalen (Le) untuk berbagai katup dan fitting

Description of valve or fitting				Equivalent length in pipe diameters <i>L/D</i>
Globe valves	Stem perpendicular to run	With no obstruction in flat, bevel, or plug type seat	Fully open	340
		With wing or pin guided disc	Fully open	450
	Y-Pattern	(No obstruction in flat, bevel, or plug type seat)	Fully open	175
		With stem 60 degrees from run of pipe line With stem 45 degrees from run of pipe line	Fully open Fully open	145
Angle valves	With no obstruction in flat, bevel, or plug type seat With wing or pin guided disc		Fully open	145
			Fully open	200
Gate valves	Wedge, disc, double disc, or plug disc	Fully open Three-quarters open One-half open One-quarter open		13
				35
				160
				900
	Pulp stock	Fully open Three-quarters open One-half open One-quarter open		17
				50
				260
				1200
	Conduit pipe line	Fully open		3
Check valves	Conventional swing	0-5† ... Fully open		135
	Clearway swing	0-5† ... Fully open		50
	Globe lift or stop- stem perpendicular to run or Y-pattern	20† ... Fully open	Same as globe	
	Angle lift or stop	20† ... Fully open	Same as angle	
	In-line ball	2-5 vertical and 0-25 horizontal† ... Fully open		150
Foot valves with strainer	With poppet lift-type disc With leather-hinged disc	0-3† ... Fully open		420
		0-4† ... Fully open		75
Butterfly valves (8-inch and larger)		Fully open		40
Cocks	Straight-through	Rectangular plug port area equal to 100 percent of pipe area	Fully open	18
	Three-way	Rectangular plug port area equal to 80 percent of pipe area (fully open)	Flow straight through Flow through branch	44 140
Fittings	90 Degree standard elbow			30
	45 Degree standard elbow			16
	90 Degree long radius elbow			20
	90 Degree street elbow			50
	45 Degree street elbow			26
	Square corner elbow			57
	Standard tee	With flow through run		20
		With flow through branch		60
	Close pattern return bend			50

Lampiran 21. Nilai *absolute roughness* berbagai bahan pipa

Surface	Absolute Roughness - k	
	($10^{-3} m$)	(feet)
Copper, Lead, Brass, Aluminum (new)	0.001 - 0.002	$3.3 - 6.7 \cdot 10^{-6}$
PVC and Plastic Pipes	0.0015 - 0.007	$0.5 - 2.33 \cdot 10^{-5}$
Epoxy, Vinyl Ester and Isophthalic pipe	0.005	$1.7 \cdot 10^{-5}$
Stainless steel, bead blasted	0.001 - 0.006	$(0.00328 - 0.0197) \cdot 10^{-3}$
Stainless steel, turned	0.0004 - 0.006	$(0.00131 - 0.0197) \cdot 10^{-3}$
Stainless steel, electropolished	0.0001 - 0.0008	$(0.000328 - 0.00262) \cdot 10^{-3}$
Steel commercial pipe	0.045 - 0.09	$1.5 - 3 \cdot 10^{-4}$
Stretched steel	0.015	$5 \cdot 10^{-5}$
Weld steel	0.045	$1.5 \cdot 10^{-4}$
Galvanized steel	0.15	$5 \cdot 10^{-4}$
Rusted steel (corrosion)	0.15 - 4	$5 - 133 \cdot 10^{-4}$
New cast iron	0.25 - 0.8	$8 - 27 \cdot 10^{-4}$
Worn cast iron	0.8 - 1.5	$2.7 - 5 \cdot 10^{-3}$
Rusty cast iron	1.5 - 2.5	$5 - 8.3 \cdot 10^{-3}$
Sheet or asphalted cast iron	0.01 - 0.015	$3.33 - 5 \cdot 10^{-5}$
Smoothed cement	0.3	$1 \cdot 10^{-3}$
Ordinary concrete	0.3 - 1	$1 - 3.33 \cdot 10^{-3}$
Coarse concrete	0.3 - 5	$1 - 16.7 \cdot 10^{-3}$
Well planed wood	0.18 - 0.9	$6 - 30 \cdot 10^{-4}$
Ordinary wood	5	$16.7 \cdot 10^{-3}$

Lampiran 22. Spesifikasi Solar

NO	PROPERTIES	LIMITS		TEST METHODS	
		Min	Max	IP	ASTM
1.	Specific Gravity 60/60 OC	0.87	0.87		D-1298
2.	Color astm	-	3.0		D-1500
3.	Centane Number or Alternatively calculated Centane Index	45 48	- -		D-613
4.	Viscosity Khinenatic at 100 0 C cST or Viscosity SSU at 100 0C secs	1.6 35	5.8 45		D-88
5.	Pour Point 0C	-	65		D-97
6.	Sulphur strip %wt	-	0.5		D-1551/1552
7.	Copper strip (3hrs/100 0C)	-	No.1		D-130
8.	Condradson Carbon Residue %wt	-	0.1		D-189
9.	Water Content % wt	-	0.01		D-482
10.	Sediment %wt	-	No.0.01		D-473
11.	Ash Content %wt	-	0.01		D-482
12.	Neutralization Value : - Strong Acid Number mgKOH/gr - Total Acid Number mgKOH/gr	- -	Nil 0.6		
13.	Falsh Point P.M.c.c 0F	150	-		D-93
14.	Distillation : - Recovery at 300 0C % vol	40	-		D-86

BIODATA PENULIS



Penulis bernama lengkap Muchammad Jihad Berlian Mahardhika lahir di Surabaya, 09 januari 1997 merupakan anak ketiga dari tiga bersaudara pasangan Bapak Sumardjoko, S.Ag., M.H. dan Ibu Sumarni yang beralamat di Banjar Anyar rt 12 rw 02, Taman, Sidoarjo. Pendidikan formal pertama adalah MI ITTAQU Surabaya, SMPN 36 Surabaya, SMAN 18 Surabaya. Setelah lulus, Penulis diterima di jurusan Departemen Teknik Mesin Industri Kerjasama ITS-DISNAKERTRANS provinsi Jawa Timur dengan nomor registrasi pokok (NRP) 10211500010012.

Selama perkuliahan penulis melakukan beberapa kegiatan di internal ITS seperti menjadi staff Departemen Dalam Negeri FORKOM M3NER-ITS periode 2016-2017, menjadi Ketua Departemen Dalam Negeri FORKOM M3NER-ITS periode 2017-2018, mengikuti kegiatan ESQ dari ITS, mengikuti pelatihan Fisik, Mental, Disiplin (FMD) di Puslatpur Purboyo, Gerigi ITS 2015, mengikuti kegiatan pelatihan LKMM-Pra TD Fakultas Teknologi Industri, pelatihan LKMM TD FORKOM M3NER-ITS.

mahardikadika97@gmail.com

BIODATA PENULIS



Penulis bernama lengkap Nurdian Sari Pangestuti lahir di Pasuruan, 22 Nopember 1997. Merupakan anak pertama dari dua bersaudara. Pasangan bapak Agus Setyo Cahyono dan Ibu Aida Nawangsih yang beralamat di Jalan Sumber Waras no 12a RT 05 RW 15, Lawang - Malang. Pendidikan formal pertama adalah SD Mutiara Harapan, SMPN 1 Lawang, SMAI Al-Maarif Singosari. Setelah lulus, Penulis diterima di jurusan Departemen Teknik Mesin Industri Kerjasama ITS-Disnakertrans

provinsi Jawa Timur dengan nomor registrasi pokok (NRP) 10211500010049.

Selama perkuliahan penulis melakukan beberapa kegiatan di internal ITS seperti menjadi menjadi staff Dagri FORKOM M3NER ITS periode 2016-2017, menjadi staff PSDM FORKOM M3NER-ITS periode 2017-2018, mengikuti kegiatan ESQ dari ITS, mengikuti pelatihan Fisik, Mental, Disiplin (FMD) di Puslatpur Purboyo, Gerigi ITS 2015, mengikuti kegiatan pelatihan LKMM-Pra TD Fakultas Teknologi Industri, pelatihan LKMM TD FORKOM M3NER-ITS.

nurdian.sari.p@gmail.com