

36 705 / H / 09



**ITS**  
Institut  
Teknologi  
Sepuluh Nopember

RSM  
621.845  
W08  
P-1  
209

**TUGAS AKHIR - RM 0504**

## **PERENCANAAN SISTEM PENGAIS PADA MESIN PENGAIS GARAM**

Veri Is Wahyudi  
NRP. 2106 039 025

Furryco Upik Bagus Hermawan  
NRP. 2106 039 034

Dosen Pembimbing  
Ir. Nur Husodo, MSc

PERPUSTAKAAN ITS	
Tgl. Terima	15-8-2009
Terima Dari	P1
No. Agenda Prp.	1292

**JURUSAN D-3 TEKNIK MESIN DISNAKER**  
Fakultas Teknologi Industri  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember  
Surabaya 2009



**ITS**  
Institut  
Teknologi  
Sepuluh Nopember

**FINAL PROJECT - RM 0504**

## **DESIGN OF HARVESTER SYSTEMS IN SALT HARVESTER MACHINE**

**Veri Is Wahyudi**  
NRP. 2106 039 025

**Furryco Upik Bagus Hermawan**  
NRP. 2106 039 034

**Conselor lecturer**  
Ir. Nur Husodo, MSc

**DEPARTMENT OF D-3 DISNAKER MECHANICAL ENGINEERING**  
Faculty of Technology  
Institute of Technology Sepuluh Nopember  
Surabaya 2009

**PERENCANAAN SISTEM PENGAIS PADA MESIN  
PENGAIS GARAM**

**TUGAS AKHIR**

Diajukan Guna Memenuhi Persyaratan  
Untuk Memperoleh Gelar Ahli Madya Teknik Mesin  
Pada

Bidang Studi Elemen Mesin  
Program Studi DIII Politeknik ITS - Disnaker  
Jurusan Mesin Produksi  
Fakultas Teknologi Industri  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh :

- 1 VERI IS WAHYUDI  
NRP 2106 039 025
- 2 FURRYCO UPIK BAGUS HERMAWAN  
NRP 2106 039 034

Disetujui oleh dosen pembimbing tugas akhir :

1. Ir. NUR HUSODO, MSc  (Pembimbing)



Surabaya, 30 Juli 2009

## PERENCANAAN SISTEM PENG AIS PADA MESIN PENG AIS GARAM

**Nama Mahasiswa** : 1 VERI IS WAHYUDI  
2. FURRYCO UPIK BAGUS H.  
**NRP** : 1. 2106 039 025  
2. 2106 039 034  
**Jurusan** : D3 Teknik Mesin FTI - ITS  
**Dosen Pembimbing** : Ir. NUR HUSODO, MSc

### **Abstrak**

*Mesin pengais garam adalah mesin yang dipergunakan untuk mengais garam, mesin ini adalah multifungsi dimana selain mengais garam, juga berfungsi untuk memangur dan meratakan meja garam.*

*Langkah awal dalam perencanaan alat ini adalah dengan melakukan survey di tambak garam, Sumenep, Madura kemudian merancang desain mesin pengais garam sesuai kebutuhan. Langkah selanjutnya adalah merencanakan sistem pengais dan menghitung elemen mesin pada alat yang tengah dirancang, serta berapa daya mesin yang dibutuhkan.*

*Dari perhitungan didapatkan bahwa kapasitas dari mesin pengais garam ini dapat mencapai 15,16 ton/jam, dibandingkan dengan pemanenan secara sederhana yang hanya mencapai 12 ton/jam.*

**Kata kunci** : garam, screw conveyor.

## DESIGN OF HARVESTER SYSTEMS IN SALT HARVESTER MACHINE

**Student Name** : 1. VERI IS WAHYUDI  
2. FURRYCO UPIK BAGUS H.  
**NRP** : 1. 2106 039 025  
2. 2106 039 034  
**Department** : D3 Mechanical Engineering  
FTI - ITS  
**Lecture Counselor** : Ir. NUR HUSODO, MSc

### **Abstract**

*The machine of harvester salt is multifunction machine that use besides harvester salt and for distribute evenly salt surface.*

*The first step in designing this machine is doing an observer in fishpond of garam, Sumenep, Madura later, then design machine harvester of salt according to requirement. Step hereinafter is to plan system of harvester and calculate machine element at appliance which is being be designed, and also how much required machine energy*

*Of calculation got that capacities of machine pengais of this salt can reach 15,16 ton / [hour/clock], compared to cropping simply which only reaching 12 ton / [hour/clock]*

**Keyword** : salt, screw conveyor.

## KATA PENGANTAR

Alhamdulillah, segala puji dan syukur kami panjatkan kehadirat Allah SWT. Karena atas ramat dan hidayah-Nya, tugas akhir yang berjudul “ **Perencanaan Sistem Pengais Pada Mesin Pengais Garam** “ ini dapat disusun dan diselesaikan dengan baik dan lancar.

Tugas Akhir ini merupakan salah satu persyaratan yang harus dipenuhi oleh setiap mahasiswa Program Studi D3 Politeknik Mesin Produksi ITS-Disnaker Surabaya, sesuai dengan kurikulum yang telah ditetapkan. Selain itu Tugas Akhir ini juga merupakan suatu bukti yang diberikan almamater dan masyarakat.

Banyak dorongan dan bantuan yang penulis dapatkan selama penyusunan Tugas Akhir ini sampai terselesaikannya laporan. Untuk itu penulis ingin menyampaikan ucapan terima kasih dan penghargaan sebesar-besarnya kepada :

1. Ir. Nur Husodo, MSc sebagai Dosen Pembimbing yang telah dengan sangat sabar, tidak bosan-bosannya membantu dan memberikan ide serta ilmu hingga terselesaikannya Tugas Akhir ini.
2. Ir. Suhariyanto, M.Sc. Selaku Ketua Program Studi D3 Teknik Mesin FTI-ITS.
3. Dr. Ir. Bambang Sampurno, MT Selaku koordinator Tugas Akhir Proqram Studi D3 Teknik Mesin FTI-ITS.
4. Bapak Ir. Winarto, DEA, selaku dosen wali kami.
5. Bapak R. Soewandi B.E, S.Pd selaku koordinator program studi di BLKIP Surabaya.
6. Bapak Miftakhul Huda, ST selaku dosen pembimbing kami di BLKIP Surabaya yang tiada hentinya memberikan bimbingan dalam menyelesaikan tugas akhir ini.
7. Instruktur BLKIP, Bapak Jiwo Mulyono, S.Pd, Bapak Priyo B J, ST, Bapak Miftakhul Huda, ST, Bapak Tjutjut S, S.Pd, Bapak Murdiyanto, S,Pd, serta segenap Bapak-Bapak instruktur kami di mesin las.
8. Bapak Ashori dan saudara Aditya selaku pihak dari PT.GARAM yang telah membantu dalam studi lapangan

di Sumenep, Madura.

9. Ayah dan Ibu serta saudara-saudaraku tercinta yang benar-benar memberikan dorongan dan semangat dengan *cinta dan kasih sayangnya yang tiada batas dan tak terbalaskan, doa dan restunya.*
10. Seluruh dosen dan staf pengajar Jurusan D3 Teknik Mesin FTI-ITS, yang telah memberikan ilmunya dan membantu semua selama menimba ilmu di bangku kuliah.
11. Seluruh Keluarga FORKOM M3NER ITS serta berbagai pihak yang belum tertulis dan yang 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 biasa 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 yang memerlukan, mahasiswa D3 Mesin Disnaker pada khususnya.

Surabaya, Juli 2009

Penulis,

## DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL .....	i
LEMBAR PENGESAHAN .....	ii
ABSTRAK .....	iii
ABSTRACT .....	iv
KATA PENGANTAR .....	v
DAFTAR ISI .....	vii
DAFTAR GAMBAR .....	xi
DAFTAR TABEL.....	xii
BAB I PENDAHULUAN .....	1
1.1 Latar Belakang .....	1
1.2 Rumusan Masalah .....	2
1.3 Tujuan dan Manfaat.....	2
1.4 Batasan Masalah .....	2
1.5 Sistematika Penulisan.....	3
BAB II DASAR TEORI .....	5
2.1 Garam .....	5
2.1.1 Proses Pembuatan Garam.....	5
2.1.2 Peminihan Air Laut .....	5
2.1.3 Proses Pemanenan Garam .....	6
2.2 Screw Conveyor .....	6
2.2.1 Macam – Macam Screw Conveyor .....	7
2.2.2 Perhitungan Screw Conveyor .....	7
2.2.2.1 Menghitung Diameter Screw Conveyor.....	7
2.2.2.2 Menghitung jarak Pitch Screw Conveyor.....	8
2.2.2.3.Menghitung luasan housing conveyor.....	8
2.2.2.4. Menghitung kecepatan pemindahan.....	8



2.2.2.5.	Perhitungan Kapasitas Screw Conveyor perjam.....	9
2.2.2.6.	Menghitung Daya Screw Conveyor.....	10
2.2.2.7.	Menghitung Torsi Screw.....	10
2.2.2.8.	Menghitung Gaya Longitudinal Maximum Screw.....	11
2.2.2.9.	Momen Inersia.....	11
2.3	Perencanaan Belt Dan Pulley.....	12
2.3.1	Menghitung Kecepatan Keliling Pulley.....	13
2.3.2	Gaya keliling pada pulley.....	13
2.3.3	Menghitung Tegangan Belt.....	13
2.3.4	Menghitung Jarak Antar Poros Maximum Dan Minimum Pulley.....	14
2.3.5	Menghitung sudut kontak dan panjang belt.....	14
2.3.6	Gaya Efektif Pada Belt.....	15
2.3.7	Menghitung Jumlah Belt.....	16
2.3.8	Menghitung Tegangan Maksimum Pada Belt....	16
2.3.9	Menghitung Umur Belt.....	17
2.3.10	Menghitung Dimensi Pulley.....	17
2.4	Perencanaan Poros.....	18
2.4.1	Bidang Vertikal Dan Horizontal.....	19
2.4.2	Menghitung Momen Resultan Yang Terjadi.....	20
2.4.3	Hal-Hal Penting Dalam Perencanaan Poros.....	21
2.4.4	Menghitung Torsi Yang Terjadi.....	21
2.4.5	Diameter Poros.....	21
2.5	Pasak.....	22
2.5.1	Panjang Pasak Untuk Tegangan Geser.....	26
2.5.2	Panjang Pasak Untuk Tegangan Kompresi.....	27
2.6	Bantalan.....	27
2.6.1	Klasifikasi Bantalan.....	28
2.6.2	Perencanaan Bantalan.....	29
2.6.3	Menghitung Beban Ekuivalen.....	30
2.6.4	Menghitung Umur Bantalan.....	31

<b>BAB III</b>	<b>METODOLOGI</b>	<b>33</b>
3.1	Diagram Alir Proses Perencanaan Sistem Pengais Pada Mesin Pengais Garam	33
3.2	Tahapan Proses Perencanaan Sistem Pengais Pada Mesin Pengais Garam	34
3.3	Prinsip Kerja Mesin Pengais Garam	36
<b>BAB IV</b>	<b>ANALISA DAN HASIL PERHITUNGAN</b>	<b>37</b>
4.1	Perhitungan Screw Conveyor	37
4.1.1	Diameter dan Pitch Screw Conveyor untuk Pengais	37
4.1.2	Luasan Screw Conveyor	38
4.1.3	Menghitung kecepatan Screw Conveyor	38
4.1.4	Menghitung Kapasitas pada Screw Conveyor	38
4.1.5	Menghitung Daya pada Screw Conveyor	39
4.1.6	Menghitung Torsi	39
4.1.7	Gaya longitudinal	40
4.1.8	Momen Inersia	41
4.1.9	Diameter dan Pitch Screw Conveyor untuk Pengangkut	42
4.1.10	Luasan Screw Conveyor	42
4.1.11	Menghitung kecepatan Screw Conveyor Pengangkut	43
4.1.12	Menghitung Kapasitas pada Screw Conveyor	43
4.1.13	Menghitung Daya pada Screw Conveyor	43
4.1.14	Menghitung Torsi	44
4.1.15	Gaya longitudinal	45
4.1.16	Momen Inersia	45
4.1.17	Daya motor yang dibutuhkan untuk menggerakkan screw conveyor	46
4.2	Perhitungan Belt Dan Pulley	48
4.2.1	Menghitung Kecepatan Keliling Pulley	49
4.2.2	Gaya Keliling Pada Pulley	49
4.2.3	Menghitung Tegangan Belt	50
4.2.4	Menghitung Jarak Antar Poros maximum dan minimum Pulley	50

4.2.5	Menghitung sudut kontak dan panjang belt.....	51
4.2.6	Gaya efektif pada belt.....	52
4.2.7	Mencari Jumlah Belt.....	53
4.2.8	Menghitung Tegangan Maksimum pada Belt.....	53
4.2.9	Menghitung Umur Belt.....	54
4.2.10	Menghitung Dimensi Pulley.....	54
4.3	Perencanaan Poros.....	56
4.3.1	Menghitung Beban Horizontal Dan Vertikal....	58
4.3.2	Menghitung momen terbesar.....	62
4.3.3	Menghitung diameter poros.....	62
4.4	Perhitungan Pasak.....	63
4.4.1	Tegangan Geser Pada Pasak.....	65
4.4.2	Tegangan Kompresi Pada Pasak.....	66
4.5	Bantalan.....	67
4.5.1	Menghitung Gaya Radial Bantalan.....	68
4.5.2	Menghitung Beban Ekuivalen.....	68
4.5.3	Menghitung Umur Bantalan.....	69
BAB V PENUTUP .....		71
5.1	Kesimpulan .....	71
5.2	Saran .....	71

## DAFTAR PUSTAKA

## LAMPIRAN




## DAFTAR GAMBAR


Gambar 2.1.	Proses Pemanenan Garam.....	6
Gambar 2.2.	Jenis – Jenis Screw.....	7
Gambar 2.3.	Screw Conveyor.....	7
Gambar 2.4.	Transmisi Belt Dan Pulley .....	12
Gambar 2.5.	Sudut Kontak Belt.....	15
Gambar 2.6.	Dimensi Pulley dan Belt .....	17
Gambar 2.7.	Gaya Yang Terjadi Pada Bidang Horizontal .....	20
Gambar 2.8.	Gaya Yang Terjadi Pada Bidang Vertikal .....	20
Gambar 2.9.	Pasak datar segi empat .....	23
Gambar 2.10.	Gaya pada pasak .....	24
Gambar 2.11.	Bantalan .....	28
Gambar 2.12.	Type Bantalan Gelinding .....	30
Gambar 3.1	Diagram Alir Perencanaan Sistem Pengais Garam.....	34
Gambar 3.2	Desain Sistem Pengais Garam .....	35
Gambar 4.1	Diagram Benda Bebas Poros .....	56
Gambar 4.2	Tinjauan Terhadap Sumbu X.....	58
Gambar 4.3	Tegangan geser bidang horizontal .....	59
Gambar 4.4	Diagram momen bidang horizontal.....	60
Gambar 4.5	Tinjauan Terhadap Sumbu Y.....	60
Gambar 4.6	Tegangan geser bidang vertikal .....	61
Gambar 4.7	Diagram momen bidang vertikal.....	62
Gambar 4.8	Dimensi pasak.....	64
Gambar 4.9	Kedudukan poros pada pasak dan gaya terjadi...	64
Gambar 4.10	Tegangan geser pada pasak.....	65
Gambar 4.11	Tegangan kompresi pada pasak .....	66
Gambar 4.12	Single Row Ball Bearing .....	67

## DAFTAR TABEL


Tabel 2.1.	Koefisien Pemuatan Jenis Beban .....	8
Tabel 2.2.	Kecepatan Jenis Material .....	9
Tabel 2.3.	Sudut kemiringan screw .....	9
Tabel 2.4.	Koefisien ketahanan material.....	10
Tabel 2.5.	Harga $K_m$ .....	22



ITS  
Institut Teknologi  
Sepuluh Nopember



ITS  
Institut Teknologi  
Sepuluh Nopember



ITS  
Institut Teknologi  
Sepuluh Nopember


# BAB I PENDAHULUAN




ITS  
Institut Teknologi  
Sepuluh Nopember




ITS  
Institut Teknologi  
Sepuluh Nopember




ITS  
Institut Teknologi  
Sepuluh Nopember




ITS  
Institut Teknologi  
Sepuluh Nopember




ITS  
Institut Teknologi  
Sepuluh Nopember




ITS  
Institut Teknologi  
Sepuluh Nopember



ITS  
Institut Teknologi  
Sepuluh Nopember



ITS  
Institut Teknologi  
Sepuluh Nopember



ITS  
Institut Teknologi  
Sepuluh Nopember




ITS  
Institut Teknologi  
Sepuluh Nopember



ITS  
Institut Teknologi  
Sepuluh Nopember



ITS  
Institut Teknologi  
Sepuluh Nopember



ITS  
Institut Teknologi  
Sepuluh Nopember



# BAB I

## PENDAHULUAN

### 1.1. Latar Belakang

PT. Garam di Sumenep merupakan salah satu pabrik yang memproduksi garam di Jawa Timur. Lahan pegaramannya yang luas menimbulkan kesulitan para petani garam untuk memanen hasil garamnya, dikarenakan prosesnya yang rumit apalagi mereka masih menggunakan alat yang sangat sederhana, sehingga membutuhkan banyak tenaga dan banyak waktu untuk mengerjakannya.

Proses pemanenan garam yang harus dilakukan pertama-tama adalah mengaliri lahan dengan air laut yang sebelumnya sudah diratakan dan dipadatkan terlebih dahulu. Setelah itu air laut didiamkan selama 30 hari untuk membentuk meja garam dengan ketebalan 3 cm yang kemudian dipangur dan dipadatkan kembali. Baru kemudian didiamkan kembali untuk mendapatkan hasil garam setebal 1 cm dalam satu lahan yang luasnya  $30m \times 100m$  yang nantinya akan dipanen.

Proses diatas sangat rumit dan membutuhkan waktu yang lama, apalagi alat yang digunakan masih sangat sederhana. Untuk mengkais digunakan alat semacam garpu yang terbuat dari logam agar dapat menghancurkan garam sebelum diratakan dengan menggunakan alat yang berbeda yang terbuat dari kayu.

Mengacu dengan masalah diatas maka kami merancang suatu alat yang dapat digunakan multifungsi, yaitu untuk memangur, memadatkan, mengkais dan menghancurkan meja garam. Dengan alat ini diharapkan dapat meminimalisasi waktu dan tenaga.

## **1.2. Rumusan Masalah**

Adapun masalah-masalah yang timbul pada mesin multifungsi ini adalah:

1. Bagaimana cara merencanakan elemen-elemen mesin pada mesin pengais garam
2. Berapa peningkatan produksi yang dilakukan mesin ini jika dibandingkan cara sederhana.
3. Bagaimana menghitung daya yang diperlukan serta menghitung elemen-elemen mesin yang digunakan.

## **1.3. Batasan Masalah**

Untuk mencapai tujuan perencanaan dan memperjelas lingkup permasalahan yang akan dibahas, maka perlu ditentukan batasan-batasan masalahnya, yaitu mengenai *perencanaan sistem pengais garam*. Permasalahan dalam perencanaan dan perhitungan mesin pengais garam masih difokuskan pada sistem pengais dan daya. Sehingga tidak dilakukan perhitungan mengenai :

- a. Kekuatan bahan serta dimensi kerangka mesin.
- b. Proses terbentuknya garam.
- c. Proses pengelasan.
- d. Perhitungan kekuatan baut dan transmisi roda gigi tidak di bahas dan di jelaskan

## **1.4. Tujuan dan Manfaat**

Tujuan dari perencanaan mesin pengais garam ini adalah :

- a. Untuk membantu petani garam yang masih menggunakan alat sederhana (dengan pengais besi) dalam hal meningkatkan produksi garam
- b. Merencanakan sistem pengais dan menghitung elemen-elemen mesin yang berkaitan dengan Mesin Pengais Garam.



- c. Mampu menghitung kapasitas produksi secara teoritik.

Manfaat dari perencanaan mesin pengais garam ini adalah :

- a. Membantu pencapaian efisiensi proses pemanenan dan produksi garam pada industri garam dengan menggunakan alat pengais garam dengan menggunakan motor

## **1.5. Sistematika Penulisan**

### **BAB I PENDAHULUAN**

Memuat gambaran singkat tentang : Latar Belakang, Rumusan Masalah, Batasan Masalah, Tujuan Tugas Akhir dan Sistematika Penulisan.

### **BAB II DASAR TEORI**

Pada BAB ini menjelaskan beberapa teori penunjang yang dijadikan acuan dalam penyusunan Tugas Akhir ini.

### **BAB III METODOLOGI**

Pada BAB ini menjelaskan tentang metode-metode yang digunakan dalam perhitungan alat.

### **BAB IV ANALISA DAN HASIL PERHITUNGAN**

Pada BAB ini akan dibahas perhitungan-perhitungan mengenai daya dan kapasitas screw conveyer, pemilihan belt, pulley, pasak, bantalan dan gaya-gaya yang bekerja pada Mesin Pengais Garam.

### **BAB V PENUTUP**

Pada BAB ini akan diuraikan hasil perencanaan dan perhitungan secara singkat serta saran untuk ke depan dalam pengembangan alat.

### **DAFTAR PUSTAKA**

### **LAMPIRAN**

## BAB II DASAR TEORI

## BAB II DASAR TEORI

Bab ini akan membahas mengenai teori-teori pustaka, rumusan dan konsep yang melatar belakangi perencanaan ini yang nantinya digunakan dalam perhitungan berdasarkan referensi meliputi perencanaan elemen mesin, yaitu perencanaan screw conveyor, belt, pulley, poros, pasak dan bantalan. Untuk selanjutnya perencanaan ini dapat di aplikasikan guna merealisasikan pembuatan mesin pengais garam.

### 2.1. Garam

Garam merupakan salah satu bahan baku makanan yang pokok, dimana garam tersebut dapat digunakan untuk bumbu dapur dan bahan masakan. Selain itu garam juga bermanfaat bagi dunia industri dan dunia kesehatan.

#### 2.1.1. Proses Pembuatan Garam

Dalam perencanaan ini kami mengambil data dan survey langsung di PT. Garam daerah Pegaraman I yang berlokasi di Kalianget, Sumenep, Madura.

Dimana untuk pembuatan garam memerlukan beberapa tahapan sebelum akhirnya garam tersebut dapat di panen dan di distribusikan ke industri-industri garam lain. Tahapan-tahapan tersebut ialah persiapan lahan untuk peminihan air laut, penyiapan meja garam, proses pemanenan garam.

#### 2.1.2. Peminihan Air Laut

Proses peminihan air laut dilakukan dengan mengalirkan air laut ke kolam-kolam peminihan dengan satu saluran pemasukan yang memiliki luasan dan kedalaman yang berbeda. Air laut mengalir dari satu kolam ke kolam yang lain dengan waktu yang sudah ditentukan yang disebut air bittern ( $\pm 30$  hari atau memiliki kadar  $Be=26,15$ ) sebelum air laut dialirkan ke meja garam. Hal ini bertujuan untuk mendapatkan kualitas air laut yang

tinggi sehingga garam yang dihasilkan memiliki kualitas yang baik.

### **2.1.3. Proses Pemanenan Garam**

Setelah melalui proses peminihan, air laut dialirkan dan diendapkan pada meja-meja garam dimana dalam proses penyiapan meja garam memiliki beberapa tahapan antara lain: perataan lahan atau pemadatan, proses pembentukan meja ( $\pm 30$  hari) sehingga mempunyai ketebalan meja garam  $\pm 3$  cm, dilakukan perataan kembali.

Setelah seluruh proses penyiapan meja garam selesai akan dilanjutkan kedalam proses pemanenan atau pengaisan garam dimana sebelumnya diadakan pembentukan garam selama 10 hari (3 hari sekali diadakan perataan atau pelonggaran agar ketebalan garam dapat merata).



**Gambar 2.1.** proses pemanenan garam

### **2.2. Screw Conveyor**

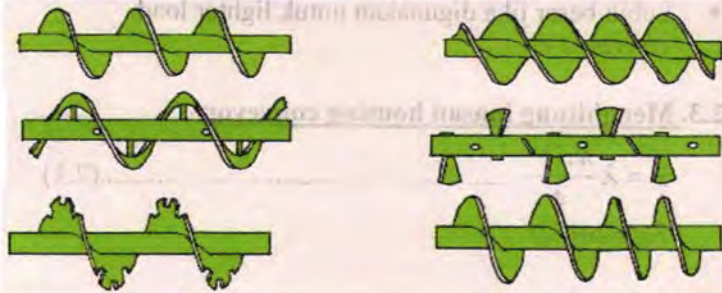
Tujuan desain screw conveyor adalah untuk mendorong bahan sepanjang tabung. Dorongan ini diakibatkan pengecilan jarak antar ulir sehingga menyebabkan volume antar ulir mengecil. Penggunaan screw conveyor tidak terbatas pada pengangkutan material dalam arah horisontal saja tetapi juga



mampu mengangkut material dalam sudut tertentu bahkan ke arah vertikal

### 2.2.1. Macam-macam screw conveyor

Desain ulir disesuaikan dengan material yang dipindahkan



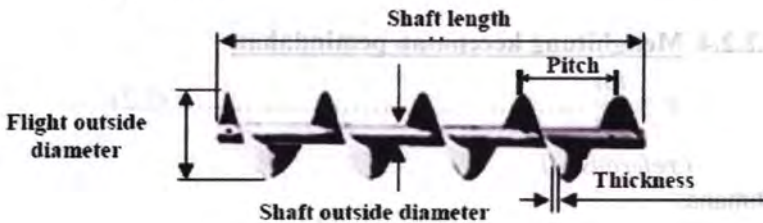
**Gambar 2.2. Jenis-Jenis Screw (a) standart; (b)double; (c)ribbon; (d)paddle; (e)cut; (f)varied. dari kiri kekanan.**

### 2.2.2. Perhitungan Screw Conveyor

#### 2.2.2.1. Menghitung diameter screw conveyor

Dari referensi yang kami baca, untuk merencanakan diameter dari screw conveyor dapat dihitung dari dimensi atau besarnya material yang akan dibawa atau diangkut :

- Untuk material homogen : diameter screw dihitung 12 kali dari besar material
- Untuk material heterogen : diameter screw dihitung 4 kali dari besar material  
(referensi 4)



**Gambar 2.3. screw conveyor**

### 2.2.2.2. Menghitung jarak pitch screw conveyor

Dalam merencanakan jarak pitch dari srew conveyor dapat dihitung setelah mendapatkan diameter dari screw conveyor tersebut, dari referensi ditentukan :

- Antara 0,5 sampai 1 kali diameter screw conveyor
- Lebih besar jika digunakan untuk lighter load

(referensi 4)

### 2.2.2.3. Menghitung luasan housing conveyor

$$s = \lambda \frac{\pi \cdot D^2}{4} \dots\dots\dots(2.1)$$

(referensi 4)

Dimana:

$S$  = luasan housing conveyor ( $m^2$ )

$D$  = diameter screw conveyor ( $m$ )

$\lambda$  = koefisien dari jenis beban

**Tabel 2.1 koefisien pemuatan jenis beban ( $\lambda$ ) (ref.4)**

$\lambda$	Type material
0,125	Material abrasif, bergerak lambat
0,25	Material semi abrasif, bergerak lambat
0,32	Material semi abrasif, bergerak bebas
0,4	Material non abrasif, bergerak bebas

### 2.2.2.4. Menghitung kecepatan pemindahan

$$v = \frac{t \cdot n}{60} \dots\dots\dots(2.2)$$

(referensi 4)

Dimana:

$v$  =kecepatan pemindahan( $\frac{m}{s}$ )

$t$  = jarak pitch (m)  
 $n$  = kecepatan putaran screw (rpm)

**Tabel 2.2.** kecepatan jenis material (ref. 4)

*Heavy materials*  $\Rightarrow n \approx 50$  rpm  
*Lighter materials*  $\Rightarrow n < 150$  rpm

#### 2.2.2.5. Perhitungan Kapasitas Screw Conveyor per jam

Kapasitas screw conveyor tergantung pada diameter screw  $D$  meter, screw pitch  $S$  meter, kecepatan  $n$  rpm, dan efisiensi pemuatan (loading efficiency) screw  $\phi$ . Dapat dihitung dengan rumus :

$$Q = 3600 \times s \times v \times \gamma \times k \quad (\text{t/jam}) \quad (2.3)$$

(referensi 4)

Dimana:

$Q$  = kapasitas screw conveyor (t/jam)

$\gamma$  = massajenis ( $\frac{t}{m^3}$ )

$S$  = luasan housing conveyor ( $m^2$ )

$v$  = kecepatan pemindahan ( $\frac{m}{s}$ )

$k$  = kemiringan housing conveyor

**Tabel 2.3.** sudut kemiringan screw (k) (ref.4)

Kemiringan housing conveyor	0	5	10	15	20
k	1	0,9	0,8	0,7	0,65

### 2.2.2.6. Menghitung Daya Screw Conveyor

Untuk menghitung daya pada screw conveyor maka ditentukan terlebih dahulu dimensi dari screw conveyor

$$P = \frac{Q \times L \times C_0 \times 9,81}{3,6 \times 1000} \dots\dots\dots(2.4)$$

Dimana:

$P$  = Daya yang dibutuhkan untuk memutar screw conveyor ( $Hp$ )

$Q$  = Kapasitas screw conveyor (ton/jam)

$L$  = panjang screw conveyor

$C_0$  = koefisien ketahanan material

**Tabel 2.4. koefisien ketahanan material ( $C_0$ ) (ref.4)**

Material	$C_0$ Empiric
Flour, Sawdust, Granular	1,2
Peat fibre, Soda, Coal dust	1,6
Anthracite, Coal, Rock salt	2,5
Gypsum, Dry clay, Fine soil, Cement, Lime, Sand	4

### 2.2.2.7. Menghitung Torsi Screw

Besarnya torsi yang diperlukan untuk memutar poros screw tergantung pada besarnya daya motor  $N_0$  Kw, yang kecepatan screw  $n$  rpm. Dapat dinyatakan dengan persamaan di bawah ini :Torsi untuk poros yang adalah

$$T = \frac{1000 \times P}{\omega} \text{ Nm}$$

$$T = \frac{1000 \times 60 \times P}{2 \times \pi \times n} \text{ Nm} \dots\dots\dots(2.5)$$

(Spivakovsky, A; Dychkov, V.1978: hal 275)



Dimana :

$T$  = torsi ( $Nm$ )

$P$  = Daya screw conveyor ( $H_p$ )

$\omega$  = Kecepatan Sudut ( $rpm$ )

#### 2.2.2.8. Menghitung Gaya Longitudinal Maximum Screw

Gaya Longitudinal pada Screw adalah

$$F_l = \frac{T}{r \tan(\alpha + \psi)} \dots\dots\dots(2.6)$$

(*Spivakovsky, A; Dychkov, V.1978: hal 276*)

Dimana :

$r$  = Jari-jari dari mana gaya  $P$  bekerja ; ( $m$ )

$r \approx (0,7 \div 0,8) D/2$

$\phi$  = Faktor koreksi karena sudut gesek material terhadap permukaan screw

$\alpha$  = sudut (helix) screw pada jari-jari  $r$

#### 2.2.2.9. Momen Inersia

Momen Inersia merupakan sifat yang dimiliki oleh sebuah benda untuk mempertahankan posisinya dari gerak berotasi. Momen inersia adalah ukuran resistansi/ kelembaman sebuah benda terhadap perubahan dalam gerak rotasi. Momen inersia tergantung dari bentuk benda dan sumbu rotasi.

Untuk benda berbentuk silinder dengan sumbu rotasinya di garis sumbu silinder, maka besarnya momen inersia dapat dicari dengan rumus :

$$I = \frac{1}{2} mr^2 \dots\dots\dots(2.7)$$

Dimana :

$I$  = Momen inersia (Kg.mm)

$m$  = Massa silinder (Kg).

$r$  = jari-jari silinder (mm).

Daya yang dibutuhkan oleh mesin untuk menggerakkan screw conveyor dapat dicari dengan :

$$P_t = P_1 + P_2 \dots\dots\dots(2.8)$$

Dimana :

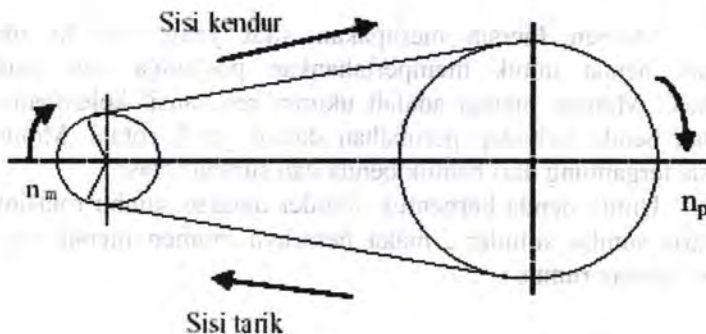
$P_t$  = Daya total untuk menggerakkan screw

$P_1$  = Daya screw conveyor besar

$P_2$  = Daya screw conveyor kecil

### 2.3. Perencanaan Belt dan Pulley

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



**Gambar 2.4. Transmisi Belt dan Pulley**

### 2.3.1 Menghitung Kecepatan Keliling Pulley

Kecepatan keliling pada pulley dapat dihitung dengan rumus sebagai berikut :

$$v = \frac{\pi \cdot D_m \cdot n_m}{60 \times 1000} \dots\dots\dots (2.9)$$

Dimana :

$v$  = Kecepatan keliling pulley (m/s)

$D_m$  = Diameter pulley pada motor (mm)

$n_m$  = Putaran motor (rpm)

(Sularso, Kiyokatsu Suga, 1987 : **Dasar Pemilihan Dan penelitian Elemen Mesin**, Hal 166)

### 2.3.2 Gaya keliling pada pulley

Gaya keliling yang timbul pada pulley dapat dicari dengan menggunakan rumus sebagai berikut :

$$F_{rated} = \frac{102 \times P_m}{v} \dots\dots\dots (2.10)$$

Dimana :

$F_{rated}$  = Gaya keliling pulley (kg)

$P_m$  = Daya motor (kW)

$v$  = Kecepatan pulley (m/s)

(Dobrovolsky, 1978 : **Machine Elements** Hal 241)

### 2.3.3 Menghitung Tegangan Belt

Tegangan belt yang timbul akibat beban dihitung dengan rumus :

$$K = 2 \cdot \phi \cdot \sigma_o \dots\dots\dots (2.11)$$

Dimana :

$\phi$  = Faktor tarikan

$\sigma_o$  = Tegangan belt aman ( $\text{kg/cm}^2$ )

$K$  = Tegangan yang timbul pada belt ( $\text{kg/cm}^2$ )

(Dobrovolsky, 1978 : **Machine Elements** Hal 235)

### 2.3.4 Menghitung Jarak Antar Poros maximum dan minimum Pulley

Jarak antar poros pulley dapat dihitung dengan menggunakan rumus :

$$a = 2R_2 \dots\dots\dots (2.12)$$

(Aaron d. deutschman, 1975 : **Machine Design**, Hal 670)

$$a_{\min} = a - 2h \dots\dots\dots (2.13)$$

$$a_{\max} = (1,05 s / d_{1,10}) a \dots\dots\dots (2.14)$$

Dimana :

$a_{\min}$  = Jarak poros minimum (mm)

$a_{\max}$  = Jarak poros maksimum (mm)

$a$  = Jarak antar poros (mm)

$h$  = Tebal belt (mm)

$R$  = jari-jari pulley poros (mm)

(Dobrovolsky, 1978 : **Machine Elements** Hal 243)

### 2.3.5 Menghitung sudut kontak dan panjang belt

Untuk mengetahui berapa derajat sudut kontak dan panjang belt yang akan digunakan, dapat dihitung dengan menggunakan rumus – rumus sebagai berikut.

#### *Sudut Kontak*

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

$$\alpha = 180^{\circ} - \frac{D_p - D_m}{a} 60^{\circ} \dots\dots\dots (2.15)$$

Dimana :

$\alpha$  = Sudut kontak

$D_p$  = Diameter pulley yang digerakan (mm)

$D_m$  = Diameter pulley penggerak (mm)

$a$  = Jarak antar poros (mm)

(Dobrovolsky, 1978 : **Machine Elements** Hal 233)





**Gambar 2.5.. Sudut Kontak Belt**

### Panjang belt

Untuk menghitung panjang belt yang akan dipakai menggunakan rumus :

$$L = 2.a + \frac{\pi}{2}(D_p + D_m) + \frac{(D_p - D_m)^2}{4.a} \dots\dots\dots(2.16)$$

Dimana :

$L$  = Panjang belt (mm)

$a$  = Jarak antar poros (mm)

$D_m$  = Diameter pulley penggerak (mm)

$D_p$  = Diameter pulley yang digerakan (mm)

(Sularso, kiyokatsu Suga, 1987 : **Dasar Pemilihan Dan penelitian Elemen Mesin**, Hal 170)

### 2.3.6 Gaya efektif pada belt

Belt memiliki 2 gaya pada saat berputar yaitu gaya disisi tarik ( $F_1$ ) dan gaya disisi kendur ( $F_2$ ) gaya yang timbul pada  $F_1$  lebih besar dari  $F_2$ .

$$F_e = F_1 - F_2 \dots\dots\dots(2.17)$$

dimana :

$F_1$  = gaya yang menarik Belt

$F_2$  = gaya pada belt yang kendur



### 2.3.7 Menghitung Jumlah Belt

Jumlah belt yang akan digunakan dapat diperoleh dengan menggunakan rumus :

$$Z = \frac{F}{K.A} \dots\dots\dots(2.18)$$

Dimana :

$Z$  = Jumlah belt

$A$  = Luasan penampang pada belt ( $\text{cm}^2$ )

$F$  = Gaya pada belt (kg)

$K$  = Tegangan yang timbul untuk V-belt  $12 \text{ kg/cm}^2$

(Dobrovolsky, 1978 : **Machine Elements** Hal 237)

### 2.3.8 Menghitung Tegangan Maksimum pada Belt

Dalam kondisi operasinya, tarikan maksimum pada belt akan terjadi pada bagian sisi yang tegang dan itu terjadi dititik awal belt memasuki pulley penggerak. Sehingga tegangan maksimum yang terjadi adalah :

$$\sigma_{\max} = \sigma_0 + \frac{F}{2.Z.A} + \frac{\gamma.v^2}{10.g} + \epsilon_b \frac{h}{D_{\min}} \text{ kg/cm}^2 \dots\dots(2.19)$$

Dimana :  $\sigma_0$  = Tegangan awal, untuk tipe V-belt =  $12 \text{ kg/cm}^2$

$F$  = Gaya keliling pulley (kg)

$Z$  = Jumlah belt (buah)

$A$  = Luas penampang belt ( $\text{cm}^2$ )

$\gamma$  = Berat spesifik untuk bahan belt "rubber canvas"  
 $1,25 - 1,50 \text{ kg/dm}^3$

$\epsilon$  = Modulus elastisitas  $800 - 1200 \text{ kg/cm}^2$

$v$  = Kecepatan keliling pulley (m/s)

$g$  = Gravitasi ( $\text{m/s}^2$ )

$h$  = Tebal belt (mm)

$D_m$  = Diameter pulley motor (mm)

(Dobrovolsky, 1978 : **Machine Elements** Hal 210)

### 2.3.9 Menghitung Umur Belt

Untuk mengetahui berapa umur belt yang diakibatkan dari proses permesinan ini yaitu dengan menggunakan rumus sebagai berikut :

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

Dimana :

H = Umur belt

Nbase = Basis dari fatigue test, yaitu  $10^7$  cycle

U = Kecepatan putaran belt per satuan panjang (1/s)

V = Kecepatan keliling pulley (m/s)

L = Panjang belt (m)

Z = Jumlah belt

$\sigma_{fat}$  = Fatigue limit =  $90 \text{ kg/cm}^2$  untuk V-belt

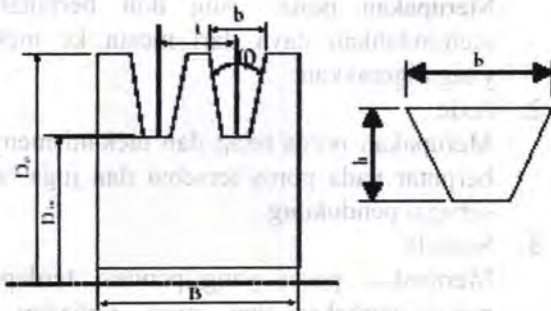
$\sigma_{max}$  = Tegangan yang timbul pada v-belt ( $\text{kg/cm}^2$ )

m = 8 untuk V-belt

(Dobrovolsky, 1978 : **Machine Elements** Hal 238)

### 2.3.10 Menghitung Dimensi Pulley

Data – data untuk mencari diameter luar dan diameter dalam pulley motor dan pulley poros didapat dengan menggunakan persamaan:



**Gambar 2.6.. Dimensi Pulley dan Belt**

Keterangan :  $s$  = Jarak antar tepi dan tengah alur pulley

$b$  = Lebar alur pulley

$\phi$  = Sudut alur pulley

$B$  = Lebar pulley

$D_{in}$  = Diameter dalam pulley

$D_{out}$  = Diameter luar pulley

Mencari diameter luar pulley

$$D_{out} = D_m + 2.c \dots\dots\dots (2.21)$$

Mencari diameter dalam pulley

$$D_m = D_m + 2.e \dots\dots\dots (2.22)$$

Mencari lebar pulley

$$B = (Z - 1)t + 2.s \dots\dots\dots (2.23)$$

(Dobrovolsky, 1978 : **Machine Elements** Hal 221)

#### 2.4. Perencanaan Poros

Poros merupakan bagian terpenting dalam setiap mesin. Poros dalam perencanaan mesin berfungsi sebagai penerus daya (tenaga), poros penggerak klep (cam shaft), poros penghubung dan sebagainya. Definisi yang pasti dari poros adalah sesuai dengan kegunaan dan tujuannya.

Macam – macam poros :

1. Shaft

Merupakan poros yang ikut berputar untuk memindahkan daya dari mesin ke mekanisme yang digerakkan.

2. Axle

Merupakan poros tetap dan mekanismenya yang berputar pada poros tersebut dan juga berfungsi sebagai pendukung.

3. Spindle

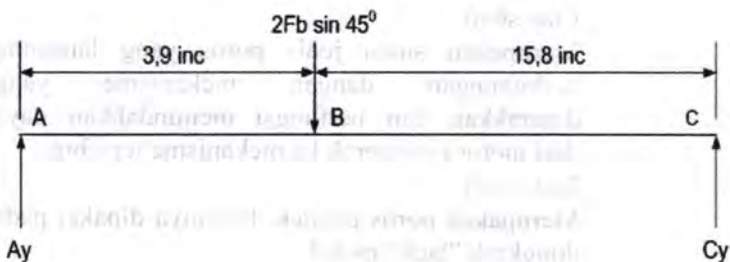
Merupakan poros yang pendek, terdapat pada mesin perkakas dan aman terhadap momen bending.



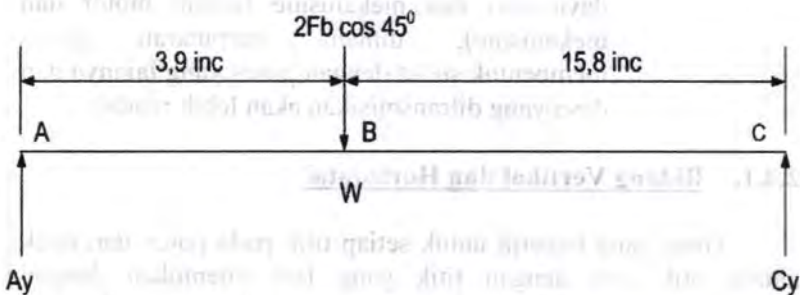
4. Line shaft  
Merupakan suatu jenis poros yang langsung berhubungan dengan mekanisme yang digerakkan dan berfungsi memindahkan daya dari motor penggerak ke mekanisme tersebut.
5. Jack shaft  
Merupakan poros pendek, biasanya dipakai pada dongkrak "jack" mobil.
6. Fleksibel shaft  
Merupakan poros yang berfungsi memindahkan daya dari dua mekanisme (antara motor dan mekanisme), dimana perputaran poros membentuk sudut dengan poros yang lainnya dan daya yang ditransmisikan akan lebih rendah.

#### 2.4.1. Bidang Vertikal dan Horizontal

Gaya yang bekerja untuk setiap titik pada poros dan jarak antara titik satu dengan titik yang lain ditentukan dengan mengacu persamaan  $\sum M = 0$  dan  $\sum F = 0$ , maka momen bending dan gaya yang bekerja pada poros untuk bidang horisontal dan vertikal dapat diketahui. Setelah menghitung gaya dan momen bending yang terjadi maka dibuat bidang lintang (gaya) untuk mengetahui apakah perhitungan diatas sudah benar dan juga agar mudah membuat diagram bidang momen. Dengan membuat diagram bidang momen tersebut kita akan bisa melihat letak momen yang terbesar pada poros.



**Gambar 2.7.. Gaya Yang Terjadi Pada Bidang Horizontal**



**Gambar 2.8. Gaya Yang Terjadi Pada Bidang vertikal**

Setelah menghitung gaya dan momen bending yang terjadi maka dibuat diagram bidang momen. Dengan membuat diagram bidang momen tersebut kita akan bisa melihat letak momen terbesar pada poros.

#### **2.4.2. Menghitung Momen Resultan yang Terjadi**

$$M_R = \sqrt{(M_H)^2 + (M_V)^2} \dots\dots\dots(2.24)$$

Dimana :

$M_R$  = Momen resultan yang terjadi (*kg.mm*)

$M_H$  = Momen yang terjadi pada bidang horizontal (*kg.mm*)

$M_V$  = Momen yang terjadi pada bidang vertikal (*kg.mm*)

### 2.4.3. Hal-Hal Penting dalam Perencanaan Poros

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

#### (1) Kekuatan poros

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

Kelelahan, tumbukan atau pengaruh konsentrasi tegangan bila diameter poros diperkecil (poros bertangga) atau bila poros mempunyai alur pasak, harus diperhatikan.

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

#### (2) Kekuatan poros

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

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

### 2.4.4. Menghitung Torsi Yang terjadi

$$M_t = \frac{63.000.P}{n} \dots\dots\dots(2.25)$$

Dimana :

$M_t$  = Torsi yang terjadi (*lbf.in*)

$P$  = Daya motor ( $H_p$ )

$n$  = putaran screw (*rpm*)

### 2.4.5. Diameter Poros

Dari data bahan poros telah ditentukan sehingga diperoleh strength yield point (Sy<sub>p</sub>). Dengan data tersebut



kemudian dilakukan perhitungan diameter poros dengan persamaan :

$$d_s \geq \left[ \left( \frac{5,1}{\tau_{\max}} \right) \sqrt{(K_m M)^2 + (K_t T)^2} \right]^{\frac{1}{3}} \dots\dots\dots(2.26)$$

**Table 2.5. Harga  $K_m$**

Beban	$K_m$
Momen lentur yang tetap	1,5
Tumbukan ringan	1,5 – 2,0
Tumbukan berat	2 dan 3

(Sularso, kiyokatsu Suga, 1987:Perencanaan Elemen Mesin, Hal 18)

### 2.5. Pasak

Seperti halnya baut dan sekrup, pasak digunakan untuk membuat sambungan yang dapat dilepas yang berfungsi untuk menjaga hubungan putaran relatif antara poros dengan elemen mesin yang lain seperti : Roda gigi, Pulley, Sprocket, Impeller dan lain sebagainya.

Distribusi tegangan secara aktual pada sambungan pasak tidak dapat diketahui secara lengkap, maka dalam perhitungan tegangan disarankan menggunakan faktor keamanan sebagai berikut :

- a. Untuk torsi yang tetap dan konstan  $N = 1,5$
- b. Untuk beban kejut yang kecil ( rendah )  $N = 2,5$
- c. Untuk beban dan tegangan yang tidak pasti  $N = 3$
- c. Untuk beban kejut yang besar terutama bolak – balik  $N = 4,5$

Pada pasak yang rata, sisi sampingnya harus pas dengan alur pasak agar pasak tidak menjadi goyah dan rusak. ukuran dan standard yang digunakan terdapat dalam lapisan. Untuk pasak, umumnya dipilih bahan yang mempunyai kekuatan tarik lebih dari  $60 \text{ kg/mm}^2$ , lebih kuat daripada porosnya. Kadang sengaja dipilih bahan yang sengaja lemah untuk pasak, sehingga pasak

terlebih dahulu rusak daripada porosnya. Ini disebabkan harga pasak yang murah serta mudah menggantinya.

Menurut bentuk dasarnya pasak dapat dibedakan menjadi:

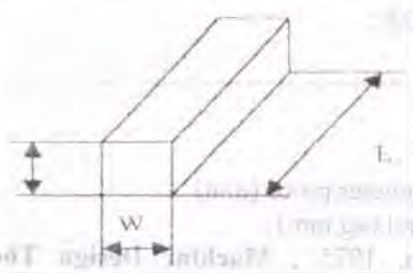
1. Pasak datar ( Square key ).
2. Pasak Tirus ( Tapered key ).
3. Pasak setengah silinder ( Wood ruff key ).

Menurut arah gaya yang terjadi pasak digolongkan menjadi :

1. Pasak memanjang ( Spie ) menerima gaya sepanjang pasak terbagi secara merata. Pasak ini dibedakan menjadi pasak baji, pasak kepala, pasak benam dan pasak tembereng.
2. Pasak melintang ( pen / pena ) menerima gaya melintang pada penampang pen. Pen ini dapat menjadi dua yaitu pen berbentuk pipih dan pen berbentuk silindris

Pada perencanaan mesin pengais garam ini dipakai tipe pasak datar segi empat karena dapat meneruskan momen yang besar dan komersial pasak ini mempunyai dimensi yaitu lebar (W).

Perlu diperhatikan bahwa lebar pasak sebaiknya antara 25 - 35 % dari diameter poros, dan panjang pasak jangan terlalu panjang dibandingkan dengan diameter poros ( antara 0,75 sampai 1,5 D ). Karena lebar dan tinggi pasak sudah distandardkan, maka beban yang timbul oleh gaya F yang besar hendaknya diatasi dengan menyesuaikan panjang pasak.

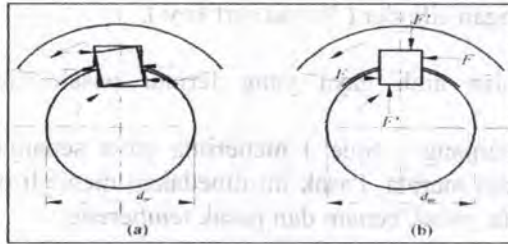


Gambar 2.9. Pasak datar segi empat

Dimana :

W : sisi pasak (in)

L panjang pasak (in)



**Gambar 2.10. Gaya pada pasak :** (a) tegangan geser yang terjadi pada pasak, (b) tegangan kompresi yang terjadi pada pasak

Distribusi tegangannya dapat diketahui sehingga dalam perhitungan disarankan menggunakan faktor keamanan sebagai berikut :

- $N = 1$  (untuk torsi yang tetap atau konstan), torque is steady
- $N = 2,5$  (untuk beban kejut yang keil atau rendah)
- $N = 4,5$  (untuk beban kejut yang besar, terutama bolak-balik)

Bila poros berputar dengan torsi sebesar  $T$  maka pasak akan menerima gaya  $F$  dan selanjutnya akan menimbulkan tegangan geser ( $\sigma_s$ ) dan tegangan kompresi ( $\sigma_c$ ).

Besarnya gaya  $F$  adalah :

$$F = \frac{T}{D/2} \dots \dots \dots (2.27)$$

Dimana :

D = Diameter poros (mm)

T = Torsi (kg.mm)

(Aaron, Deutschman, 1975 : **Machine Design Theory and Practice**. Hal. 366 )

Menghitung pasak ada 2 tinjauan yaitu menurut tegangan geser dengan menggunakan rumus :

$$S_s = \frac{F}{A} \dots\dots\dots (2.28)$$

$$S_s = \frac{2T}{W.L.D} \dots\dots\dots (2.29)$$

Dimana :

- $S_s$  = Tegangan geser pada pasak.(kg/mm<sup>2</sup>)
- $T$  = Torsi poros.(kg.mm)
- $L$  = Panjang pasak.(mm)
- $W$  = Lebar pasak.(mm)
- $D$  = Diameter poros.(mm)

(Aaron, Deutschman, 1975 : **Machine Design Theory and Practice**. Hal. 366 )

Syarat pasak aman harus memenuhi :

$$S_s = \frac{2T}{W.L.D} \leq \frac{S_{syp}}{N} \dots\dots\dots (2.30)$$

Dimana :

- $S_{syp}$  = Shear strength yield point
- $N$  = Angka keamanan

(Aaron, Deutschman, 1975 : **Machine Design Theory and Practice**. Hal. 367 )

Sesuai dengan syarat untuk pasak datar segi empat yaitu setengah dari tinggi pasak masuk pada porosnya dan setengahnya lagi masuk pada hubnya, tinggi pasak ( H ) sama dengan lebar pasak ( W ).

Bila pada pasak gaya F ini akan menimbulkan tegangan kompresi yang besarnya :



$$S_c = \frac{F}{A} = \frac{2T}{D \cdot 0,5W \cdot L} \dots\dots\dots (2.31)$$

$$S_c = \frac{4T}{LW \cdot D} \dots\dots\dots (2.32)$$

Syarat pasak aman harus memenuhi :

$$S_c = \frac{4T}{W \cdot L \cdot D} \leq \frac{S_{syp}}{N} \dots\dots\dots (2.33)$$

Dimana :

- W = sisi pasak (mm)
- D = Diameter poros (mm)
- T = torsi (kg.mm)
- $S_{syp}$  = tegangan ijin material (kg/mm<sup>2</sup>)
- N = faktor keamanan

(Aaron, Deutschman, 1975 : **Machine Design Theory and Practice**. Hal. 367 )

### **2.5.1. Panjang Pasak untuk Tegangan Geser**

Menentukan panjang pasak dapat ditinjau melalui tegangan geser dengan menggunakan persamaan sebagai berikut :

$$L_s = \frac{2T}{S_s \cdot W \cdot D} \dots\dots\dots (2.34)$$

Dimana :

- $L_s$  = Panjang pasak untuk tegangan geser.(mm)
- T = Torsi poros.(kg.mm)
- $S_s$  = Shear stress.
- W = Lebar pasak (mm).
- D = Diameter poros(mm).

(Aaron, Deutschman, 1975 : **Machine Design Theory and Practice**. Hal. 367 )



### 2.5.2. Panjang Pasak untuk Tegangan Kompresi

Besarnya panjang pasak dapat ditentukan melalui tegangan kompresi yang bekerja pada pasak yaitu dengan persamaan sebagai berikut :

$$L_c = \frac{4T}{S_c \cdot W \cdot D} \dots\dots\dots(2.35)$$

Dimana :

$L_c$  = Panjang pasak untuk tegangan kompresi(mm).

T = Torsi poros(kg.mm).

$S_c$  = Shear kompresi.

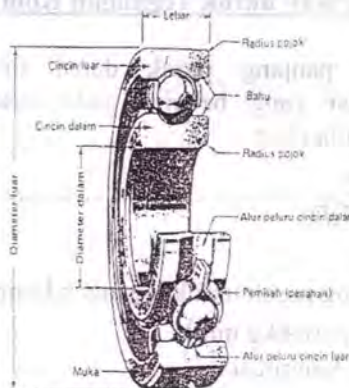
W = Lebar pasak(mm).

D = Diameter poros(mm).

(Aaron, Deutschman, 1975 : **Machine Design Theory and Practice**. Hal. 367)

### 2.6. Bantalan (Bearing)

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



**Gambar 2.11. Bantalan**

### 2.6.1. Klasifikasi Bantalan

Bantalan dapat diklasifikasikan sebagai berikut:

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

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

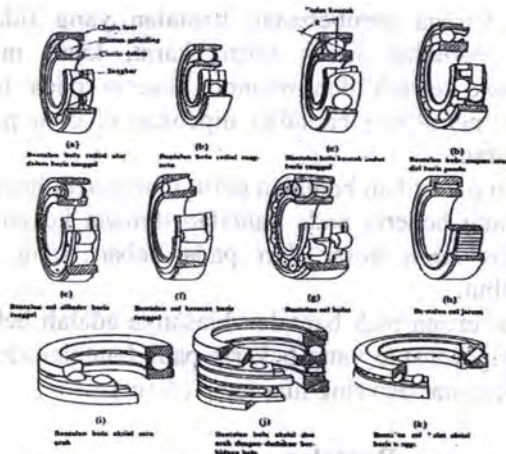
Dalam pemilihan bantalan perlu mempertimbangkan gaya atau beban yang bekerja pada bantalan dimana kekuatan bahan bantalan harus lebih besar dari pada beban yang mengenai bantalan tersebut.

Beban yang diterima oleh bantalan biasanya adalah beban aksial dan radial yang konstan yang bekerja pada bantalan 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 bantalan ini mampu menerima beban aksial maupun radial relatif besar. Bantalan gelinding umumnya lebih cocok untuk beban kecil daripada bantalan luncur. Tergantung dari pada bentuk elemen gelindingnya. Putaran pada bantalan ini dibatasi oleh gaya sentrifugal yang timbul pada elemen gelinding tersebut. Kerena konstruksinya yang sukar dan ketelitiannya yang tinggi, maka bantalan gelinding hanya dibuat di pabrik-pabrik tertentu..

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



Gambar 2.12. Type Bantalan Gelinding

2.6.3. Menghitung Beban Ekuivalen

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

Beban ekuivalen pada bantalan adalah:

$$P = XVF_r + YF_a \dots\dots\dots(2.36)$$

(Aaron, Deutschman, 1975 : **Machine Design Theory and Practice**. Hal. 486 )

Dimana :

- P =Beban ekuivalen (lb)
- F<sub>r</sub> = Beban radial (lb)
- F<sub>a</sub> = Beban aksial (lb)
- V = Faktor putaran konstanta
  - = 1,0 untuk ring dalam berputar
  - = 1,2 untuk ring luar berputar
- X = Konstanta radial dari tabel
- Y = Konstanta aksial dari tabel yang sama



Gaya radial yang bekerja pada bantalan :

$$F_r = \sqrt{F_x^2 + F_y^2} \dots\dots\dots(2.37)$$

Keterangan :

$F_x$  = Gaya pada bidang horizontal (*lbf*)

$F_y$  = Gaya pada bidang vertikal (*lbf*)

#### 2.6.4. Menghitung Umur Bantalan

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

1. Umur (Life)  
Didefinisikan sebagai jumlah perputaran yang dapat dicapai dari bantalan sebelum mengalami kerusakan atau kegagalan yang pertama pada masing-masing elemennya seperti ring atau bola atau roll.
2. Umur Berdasarkan Kepercayaan (Rating Life)  
Didefinisikan sebagai umur yang dicapai berdasarkan kepercayaan (reliability) 90% berarti dianggap 10% kegagalan dari jumlah perputaran. Umur ini disimbolkan dengan  $L_{10}$  dalam jumlah perputaran atau  $L_{10h}$  dengan satuan jam dengan anggapan putarannya konstan.
3. Basis Kemampuan Menerima Beban (Basic Load Rating)  
Disebut juga dengan basic load rating (beban dinamic) diartikan sebagai beban yang mampu diterima dalam keadaan dinamis berputar dengan jumlah putaran konstan  $10^6$  putaran dengan ring luar tetap dan ring dalam yang berputar.
4. Kemampuan menerima beban statis (basic static load rating)  
Didefinisikan sebagai jumlah beban radial yang mempunyai hubungan dengan defleksi total yang terjadi



secara permanen pada elemen-elemen bantalannya, yang diberikan bidang tekanan, disimbulkan dengan  $C_0$ .

Umur dari bantalan dapat dihitung dengan persamaan:

### Umur Bantalan

$$L_{10h} = \left( \frac{C}{P} \right)^B \frac{10^6}{60.n} \dots\dots\dots (2.38)$$

Dimana:  $L$  = Umur bantalan (*jam kerja*)

$P$  = Beban ekuivalen (*lbf*)

$C$  = Beban dinamis (*lbf*)

$B$  = Konstanta tergantung tipe bantalan

(Aaron, Deutschman, 1975 : **Machine Design Theory and Practice**. Hal. 485 )

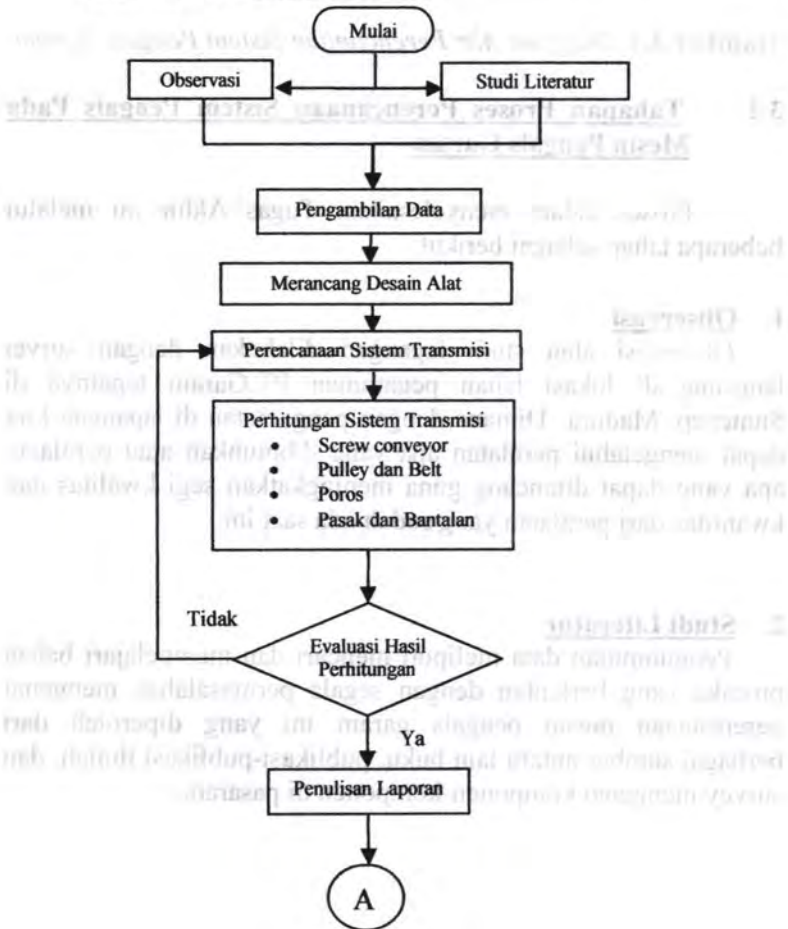


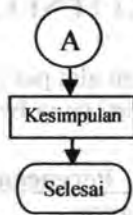
**BAB III**  
**METODOLOGI PENELITIAN**

### BAB III METODOLOGI PENELITIAN

Untuk merealisasikan alat pengangkut garam tersebut diperlukan tahapan-tahapan seperti yang berada pada diagram alir dibawah ini :

#### 3.1 Diagram Alir Proses Perencanaan Sistem Pengais Pada Mesin Pengais Garam





**Gambar 3.1.** *Diagram Alir Perencanaan Sistem Pengais Garam*

### **3.2 Tahapan Proses Perencanaan Sistem Pengais Pada Mesin Pengais Garam**

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

#### **1. Observasi**

Observasi atau studi lapangan dilakukan dengan survei langsung di lokasi lahan pegaraman PT.Garam tepatnya di Sumenep, Madura Dimana dengan pengamatan di lapangan kita dapat mengetahui peralatan apa yang dibutuhkan atau peralatan apa yang dapat dirancang guna meningkatkan segi kualitas dan kuantitas dari peralatan yang sudah ada saat ini.

#### **2. Studi Literatur**

Pengumpulan data meliputi mencari dan mempelajari bahan pustaka yang berkaitan dengan segala permasalahan mengenai perencanaan mesin pengais garam ini yang diperoleh dari berbagai sumber antara lain buku, publikasi-publikasi ilmiah, dan survey mengenai komponen-komponen di pasaran.

### 3. Pengambilan Data

Dari lapangan didapat data bahwa selama ini alat yang digunakan untuk memanen garam masih menggunakan alat sederhana dengan handle manual, yang relatif membutuhkan waktu yang lama untuk produksi massal, serta data lain didapatkan dari perusahaan garam dan Studi Literatur guna mendukung data-data yang diperlukan.

### 4. Perencanaan dan perhitungan

Perencanaan dan perhitungan ini bertujuan untuk mendapatkan desain dan mekanisme yang optimal dengan memperhatikan data yang telah didapat dari studi literatur dan observasi langsung. Rencana mesin yang akan di rancang ini adalah mesin pengais garam serba guna untuk produksi garam.

### 5. Perencanaan Sistem Pengais

Perencanaan sistem pengais meliputi perencanaan dan desain screw conveyor, belt, pulley, bantalan, dan poros.



**Gambar 3.2.** *Desain Sistem Pengais Garam*



#### **6. Perhitungan Sistem Pengais**

Dalam tahapan ini dilakukan perhitungan tentang daya dan kapasitas screw conveyor, serta gaya-gaya dan momen yang terjadi

#### **7. Evaluasi Hasil Perhitungan**

Setelah perhitungan sistem pengais selesai maka dilakukan pengujian terhadap hasil yang ada, apabila sudah sesuai maka akan dilakukan tahap selanjutnya.

#### **8. Penulisan Laporan**

Setelah mendapatkan data-data yang diperlukan dari hasil perhitungan, maka dibuat laporan mengenai hasil rancangan dan sistem kerja alat tersebut.

### **3.3 Prinsip Kerja Mesin Pengais Garam**

Mesin ini digunakan untuk mengais garam pada kolam-kolam pegaraman dengan kapasitas 15,16 ton/jam.

Prinsip kerja *Mesin Pengais Garam* ini adalah dengan proses pengaisan yang dilakukan oleh screw conveyor. Dalam hal ini fungsi screw conveyor selain sebagai pengais juga sebagai pengarah garam dan pengangkut garam. Perlu diketahui bahwa input garam yang masuk berbentuk garam bongkahan yang berukuran  $\pm 3\text{cm}$ .

Mesin ini menggunakan motor bensin dengan daya 5,5 HP dengan putaran 4000 rpm. Motor akan menggerakkan mekanisme pulley pada poros screw conveyor dengan kecepatan putar poros screw conveyor 50 rpm sehingga akan mengais dan mengarahkan garam ke dalam lubang housing screw conveyor pengangkut dimana garam akan diangkat keluar menuju bak penampungan.

## BAB IV ANALISA DAN HASIL PERHITUNGAN

## BAB IV ANALISA DAN HASIL PERHITUNGAN

Pada bab ini akan membahas perhitungan mesin pengais garam, yaitu analisa daya sekaligus gaya yang nantinya dibutuhkan dalam mesin agar dapat berjalan dan berfungsi dengan baik setelah itu menghitung daya motor pada saat bekerja memutar poros dilanjutkan dengan perhitungan perencanaan elemen mesin yang mendukung perencanaan mesin pengais garam seperti : perencanaan dan perhitungan screw conveyor, belt, pulley, poros, pasak dan bantalan sehingga aman dalam pengoperasiannya.

### 4.1. Perhitungan Screw Conveyor

#### 4.1.1. Diameter dan Pitch Screw Conveyor untuk Pengais

Dari studi lapangan yang telah dilakukan dan melihat ke dasar teori (*referensi 4*) di dapatkan bahwa ukuran dari material garam rata – rata direncanakan 3cm dan daya dukung tanah 2,7 gr/cm<sup>3</sup>. Jadi untuk mencari diameter dari screw conveyor dan jarak pitch dari screw conveyor pengais adalah :

Diameter screw conveyor

$$D_1 = 3 \text{ cm} \times 12 \\ = 36 \text{ cm}$$

Jarak pitch screw conveyor

$$\text{Maka : } t = 0,5 \times D_1 \\ = 0,5 \times 36 \text{ cm} \\ = 18 \text{ cm}$$

Dimana :

$n = 50 \text{ rpm}$  (untuk heavy material) (table 2.2)

$\lambda = 0,125$  (heavy abrasive load) (table 2.1)

$\gamma = 2,7 \text{ gr/cm}^3 = 2,7 \text{ ton/m}^3$

$k = 0,8$  (conveyor housing inclination 10<sup>0</sup>) (table 2.3)



#### 4.1.2 Luasan Screw Conveyor

Untuk menghitung luasan screw conveyor dengan menggunakan dasar teori pada persamaan (2.1), maka akan di dapatkan sebesar:

$$\begin{aligned}
 S &= \lambda \cdot \frac{\pi \cdot D_1^2}{4} \\
 &= 0,125 \cdot \frac{\pi \cdot (0,36)^2}{4} \\
 &= 0,013 \text{ m}^2
 \end{aligned}$$

#### 4.1.3 Menghitung kecepatan Screw Conveyor

Untuk menghitung kecepatan screw conveyor dengan menggunakan dasar teori pada persamaan (2.2), sehingga akan di dapatkan kecepatan pemindahan sebesar:

$$\begin{aligned}
 v &= t \cdot n \\
 &= 0,18 \text{ m} \cdot 50 \text{ rpm} \\
 &= 0,15 \frac{\text{m}}{\text{s}}
 \end{aligned}$$

#### 4.1.4 Menghitung Kapasitas pada Screw Conveyor

Kapasitas screw conveyor tergantung pada diameter screw  $D$  meter, screw pitch  $S$  meter, kecepatan  $n$  rpm, dan efisiensi pemuatan (loading efficiency) screw  $\phi$  yang di dasarkan pada persamaan (2.3), maka akan di dapatkan:

$$Q = 3600 \cdot S \cdot v \cdot \gamma \cdot k$$

$$Q = 3600 \cdot 0,013 \text{ m}^2 \cdot 0,15 \text{ m/s} \cdot 2,7 \text{ ton/m}^3 \cdot 0,8$$

$$Q = 15,16 \text{ ton/hour}$$

#### 4.1.5. Menghitung Daya pada Screw Conveyor

Untuk menghitung daya pada screw conveyor maka ditentukan terlebih dahulu dimensi dari screw conveyor, dan berdasarkan dasar teori pada persamaan (2.4), sehingga di dapatkan:

$$P = \frac{Q \times L \times C_o \times 9,81}{3,6 \times 1000}$$

Untuk Rocksalt  $C_o = 2,5$  (table 2.4)

Dimana:

$P$  = Daya yang dibutuhkan untuk memutar screw conveyor ( $Hp$ )

$Q$  = Kapasitas screw conveyor (ton/jam)

$L$  = panjang screw conveyor

$C_o$  = koefisien ketahanan material

Maka, menghitung  $P$ :

$$\begin{aligned} P &= \frac{Q \times L \times C_o \times 9,81}{3,6 \times 1000} \\ &= \frac{15,16 \text{ ton/jam} \times 1,18 \text{ m} \times 2,5 \times 9,81 \text{ m/s}^2}{3,6 \times 1000} \\ &= 0,12 \text{ KW} \\ &= 0,16 \text{ Hp} \end{aligned}$$

#### 4.1.6 Menghitung Torsi

Besarnya torsi yang diperlukan untuk memutar poros screw tergantung pada besarnya daya motor  $N_0$  Kw, dan berdasarkan persamaan (2.8) pada dasar teori.

$$T = \frac{1000 \times P}{\omega}$$



Dimana :

$$\begin{aligned}\omega &= 2\pi n \\ &= 2 \times 3,14 \times 50 \text{rpm} \\ &= 314 \text{rpm}\end{aligned}$$

Jadi,

$$\begin{aligned}T &= \frac{1000 \times 0,16 \text{Hp}}{314 \text{rpm}} \\ &= 0,51 \text{N.m}\end{aligned}$$

#### 4.1.7 Gaya longitudinal

Untuk menghitung gaya longitudinal dengan menggunakan dasar teori pada persamaan (2.2), sehingga akan di dapatkan gaya longitudinal sebesar:

$$F_l = \frac{T}{r \tan(\alpha + \psi)}$$

Dimana :

$$\begin{aligned}r &\approx (0,8) \frac{D}{2} \\ &\approx (0,8) \frac{0,75 \text{m}}{2} \\ &\approx 0,03 \text{m}\end{aligned}$$

Jadi,

$$F_l = \frac{T}{r \tan(\alpha + \psi)}$$

$$\begin{aligned}
 &= \frac{0,51N.m}{0,03m \tan(10 + 1,2)} \\
 &= \frac{0,51N.m}{0,005m} \\
 &= 102N
 \end{aligned}$$

#### 4.1.8. Momen Inersia

Momen Inersia merupakan sifat yang dimiliki oleh sebuah benda untuk mempertahankan posisinya dari gerak berotasi. Untuk benda berbentuk silinder dengan sumbu rotasinya di garis sumbu silinder, maka besarnya momen inersia dapat dicari dengan persamaan (2.10).

$$I = \frac{1}{2} m.r^2$$

Dimana :

$$\begin{aligned}
 m &= \rho.v \quad \rightarrow \quad \rho = 7.800 \text{ Kg/m}^3 \\
 &= 7.800 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \times \pi r^2 \times l \\
 &= 7.800 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \times 3,14 \times 0,0375^2 \times 1,18 \text{ m} \\
 &= 39 \text{ Kg}
 \end{aligned}$$

Jadi,

$$I = \frac{1}{2} m.r^2$$

$$\begin{aligned}
 &= \frac{1}{2} \cdot 39 \text{ Kg} \cdot (0,0375 \text{ m})^2 \\
 &= 0,02 \text{ Kg} \cdot \text{m}^3
 \end{aligned}$$

#### **4.1.9 Diameter dan Pitch Screw Conveyor untuk Pengangkut**

Dari studi lapangan yang telah dilakukan dan melihat ke dasar teori ( *referensi 4* ) di rencanakan bahwa diameter dari screw conveyor pengangkut 1:2 dari screw conveyor pengais dan jarak pitch dari screw conveyor pengais adalah :

Direncanakan 1:2 dari screw conveyor pengais

$$\begin{aligned}
 \text{Maka : } D_2 &= 0,5 \times D_1 \\
 &= 0,5 \times 36 \text{ cm} \\
 &= 18 \text{ cm}
 \end{aligned}$$

Jarak Pitch Screw conveyor

$$\begin{aligned}
 \text{Maka : } t &= 0,5 \times D_2 \\
 &= 0,5 \times 18 \text{ cm} \\
 &= 9 \text{ cm}
 \end{aligned}$$

$$n = 500 \text{ rpm}$$

$$\gamma = 2,7 \text{ gr/cm}^3 = 2,7 \text{ ton/m}^3$$

$$\lambda = 0,125 \text{ (heavy abrasive load)}$$

$$k = 0,8 \text{ (conveyor housing inclination } 10^0)$$

$$L = 65 \text{ cm}$$

#### **4.1.10 Luasan Screw Conveyor**

Untuk menghitung luasan screw conveyor dengan menggunakan dasar teori pada persamaan (2.1), maka akan di dapatkan sebesar:

$$S = \lambda \cdot \frac{\pi \cdot D_2^2}{4}$$

$$= 0,125 \cdot \frac{\pi \cdot (0,18)^2}{4}$$

$$= 0,003m^2$$

#### 4.1.11 Menghitung kecepatan Screw Conveyor Pengangkut

Untuk menghitung kecepatan screw conveyor pengangkut dengan menggunakan dasar teori pada persamaan (2.2), sehingga akan di dapatkan kecepatan pemindahan sebesar:

$$V = t \cdot n$$

$$= 0,09m \cdot 500rpm$$

$$= 0,75 \frac{m}{s}$$

#### 4.1.12 Menghitung Kapasitas pada Screw Conveyor

Kapasitas screw conveyor tergantung pada diameter screw D meter, screw pitch S meter, kecepatan n rpm, dan efisiensi pemuatan (loading efficiency) screw  $\phi$  yang di dasarkan pada persamaan (2.3), maka akan di dapatkan:

$$Q = 3600 \cdot S \cdot V \cdot \gamma \cdot k$$

$$Q = 3600 \cdot 0,003m^2 \cdot 0,75m/s \cdot 2,7ton/m^3 \cdot 0,8$$

$$Q = 17,5ton/hour$$

#### 4.1.13 Menghitung Daya pada Screw Conveyor

Untuk menghitung daya pada screw conveyor maka ditentukan terlebih dahulu dimensi dari screw conveyor, dan berdasarkan dasar teori pada persamaan (2.4), sehingga di dapatkan:

$$P = \frac{Q \times L \times C_o \times 9,81}{3,6 \times 1000}$$

Untuk Rocksalt  $C_o = 2,5$  (table 2.4)

Dimana:

$P$  = Daya yang dibutuhkan untuk memutar screw conveyor ( $Hp$ )

$Q$  = Kapasitas screw conveyor (ton/jam)

$L$  = panjang screw conveyor

$C_0$  = koefisien ketahanan material

Maka, menghitung  $P$ :

$$\begin{aligned}
 P &= \frac{Q \times L \times C_0 \times 9,81}{3,6 \times 1000} \\
 &= \frac{17,5 \text{ ton/jam} \times 0,65 \text{ m} \times 2,5 \times 9,81 \text{ m/s}^2}{3,6 \times 1000} \\
 &= 0,07 \text{ KW} \\
 &= 0,09 \text{ Hp}
 \end{aligned}$$

#### 4.1.14 Menghitung Torsi

Besarnya torsi yang diperlukan untuk memutar poros screw tergantung pada besarnya daya motor  $N_0$  Kw, dan berdasarkan persamaan (2.8) pada dasar teori.

$$T = \frac{1000 \times P}{\omega}$$

Dimana :

$$\begin{aligned}
 \omega &= 2 \times \pi \times n \\
 &= 2 \times 3,14 \times 500 \text{ rpm} \\
 &= 3140 \text{ rpm}
 \end{aligned}$$

Jadi,

$$\begin{aligned}
 T &= \frac{1000 \times 0,09 \text{ Hp}}{3140 \text{ rpm}} \\
 &= 0,02 \text{ N.m}
 \end{aligned}$$



#### 4.1.15 Gaya longitudinal

Untuk menghitung gaya longitudinal dengan menggunakan dasar teori pada persamaan (2.2), sehingga akan di dapatkan gaya longitudinal sebesar:

$$F_l = \frac{T}{r \tan(\alpha + \psi)}$$

Dimana :

$$\begin{aligned} r &\approx (0,8) \frac{D}{2} \\ &\approx (0,8) \frac{0,05m}{2} \\ &\approx 0,02m \end{aligned}$$

Jadi,

$$\begin{aligned} F_l &= \frac{T}{r \tan(\alpha + \psi)} \\ &= \frac{0,02N.m}{0,02m \tan(10 + 1,2)} \\ &= \frac{0,02N.m}{0,004m} \\ &= 5N \end{aligned}$$



#### 4.1.16 Momen Inersia

Momen Inersia merupakan sifat yang dimiliki oleh sebuah benda untuk mempertahankan posisinya dari gerak berotasi. Untuk benda berbentuk silinder dengan sumbu rotasinya di garis sumbu silinder, maka besarnya momen inersia dapat dicari dengan persamaan (2.10).

$$I = \frac{1}{2} m r^2$$

Dimana :

$$m = \rho \cdot v \quad \rightarrow \quad \rho = 7.800 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$$

$$= 7.800 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \times \pi r^2 \times l$$

$$= 7.800 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \times 3,14 \times (0,025\text{m})^2 \times 0,8\text{m}$$

$$= 11,7\text{Kg}$$

Jadi ,

$$I = \frac{1}{2} m r^2$$

$$= \frac{1}{2} \cdot 11,7\text{Kg} \cdot (0,025\text{m})^2$$

$$= 0,003\text{Kg} \cdot \text{m}^3$$

#### **4.1.17 Daya motor yang dibutuhkan untuk menggerakkan screw conveyor**

Untuk menghitung daya motor yang dibutuhkan untuk menggerakkan screw conveyor dengan menggunakan dasar teori pada persamaan (2.11), sehingga akan di dapatkan sebesar:

$$P_t = P_1 + P_2$$

Dimana:

$P_t$  = Daya total untuk menggerakkan screw

$P_1$  = Daya screw conveyor besar

$P_2$  = Daya screw conveyor kecil

$\eta_1 = \text{efisiensi pada pulley (0,98)}$

$\eta_2 = \text{efisiensi pada reducer (0,99)}$

Daya screw conveyor besar:

$$\begin{aligned} P_1 &= \frac{P}{\eta_1} \\ &= \frac{0,16 \text{ Hp}}{0,98} \\ &= 0,16 \text{ Hp} \end{aligned}$$

Daya screw conveyor kecil:

$$\begin{aligned} P_2 &= \frac{P}{\eta_1 \times \eta_2} \\ &= \frac{0,09 \text{ Hp}}{0,98 \times 0,99} \\ &= 0,09 \text{ Hp} \end{aligned}$$

Jadi,

$$\begin{aligned} P_t &= P_1 + P_2 \\ &= 0,16 \text{ Hp} + 0,09 \text{ Hp} \\ &= 0,25 \text{ Hp} \end{aligned}$$

#### 4.2. Perencanaan Belt dan Pulley

Berdasarkan data yang direncanakan diketahui bahwa:

-Putaran motor ( $n_1$ ) = 4000 rpm

-Putaran motor direncanakan ( $n_2$ ) = 1000 rpm

-Daya direncanakan  $P = 5,5$  hp

-Daya Perencanaan

$$\begin{aligned} Pd &= P \cdot fc \\ &= 5,5 \text{hp} \times 1,3 \\ &= 7,15 \text{hp} \times 0,7457 \text{kW} \\ &= 5,33 \text{kW} \end{aligned}$$

-Momen torsi

$$\begin{aligned} T_1 &= 974000 \times \frac{Pd}{n_1} \\ &= 974000 \times \frac{5,33 \text{Kw}}{4000 \text{rpm}} \\ &= 1297,85 \text{kg} \cdot \text{mm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} T_2 &= 974000 \times \frac{Pd}{n_2} \\ &= 974000 \times \frac{5,33 \text{Kw}}{1000 \text{rpm}} \\ &= 5191,42 \text{kg} \cdot \text{mm} \end{aligned}$$

Berdasarkan perhitungan daya perencanaan maka termasuk belt tipe B yang mempunyai luas penampang ( $A$ ) =  $1,38 \text{cm}^2$ ; lebar ( $b$ ) =  $17 \text{mm}$ ; tebal belt ( $h$ ) =  $10,5 \text{mm}$  sehingga

Didapatkan diameter minimum yang diizinkan ( $d_2$ ) =  $115 \text{mm}$

-Diameter pulley besar

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{4000}{1000} = 4$$

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

$$\frac{4000 \text{ rpm}}{1000 \text{ rpm}} = \frac{d_1}{115 \text{ mm}}$$

$$d_1 = 460 \text{ mm}$$

#### 4.2.1 Menghitung Kecepatan Keliling Pulley

Untuk menghitung kecepatan keliling pulley dengan menggunakan dasar teori pada persamaan (2.12), sehingga akan di dapatkan sebesar:

$$\begin{aligned} v_1 &= \frac{\pi \cdot d_2 \cdot n_1}{60000} \\ &= \frac{3,14 \times 115 \text{ mm} \times 4000 \frac{\text{rev}}{\text{mnt}}}{60 \times 1000 \text{ m}} \\ &= 3,14 \times 115 \text{ mm} \times \frac{\text{m}}{1000 \text{ m}} \times \frac{4000 \text{ rev}}{\text{mnt}} \times \frac{\text{mnt}}{60 \text{ s}} \\ &= 24,07 \frac{\text{m}}{\text{s}} \end{aligned}$$

#### 4.2.2 Gaya keliling pada pulley

Untuk menghitung gaya keliling pulley dengan menggunakan dasar teori pada persamaan (2.13), sehingga akan di dapatkan sebesar:



$$\begin{aligned}
 F_{rated} &= \frac{102Pd}{v} \\
 &= \frac{102 \times 5,33 \text{ Kw}}{24,07 \frac{\text{m}}{\text{s}}} \\
 &= 22,59 \text{ kgf}
 \end{aligned}$$

#### 4.2.3 Menghitung Tegangan Belt

Untuk menghitung tegangan pada belt dengan menggunakan dasar teori pada persamaan (2.14), sehingga akan di dapatkan sebesar:

$\phi$  = faktor tarikan (0,7-0,9)  
 $\sigma$  = tegangan awal (12 kg/cm<sup>2</sup>)

$$\begin{aligned}
 K &= 2x\phi x \sigma \\
 &= 2x0,9x12 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \\
 &= 21,6 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}
 \end{aligned}$$

#### 4.2.4 Menghitung Jarak Antar Poros maximum dan minimum Pulley

Untuk menghitung jarak antar poros dengan menggunakan dasar teori pada persamaan (2.15),(2.16),(2.17), sehingga akan di dapatkan sebesar:

$$\begin{aligned}
 a &= 2xr_1 \\
 &= 2x \frac{460 \text{ mm}}{2} \\
 &= 460 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

Jarak untuk mengatur kekencangan dan kekendoran belt pada puli motor dan puli poros pada screw.

$$\begin{aligned}
 a_{\min} &= a - 2h \rightarrow (h = 10,5) \\
 &= 450 \text{ mm} - 2(10,5) \\
 &= 429 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 a_{\max} &= (1,05 \sqrt[3]{d} 1,1) \times a \\
 &= 1,075 \times 460 \text{ mm} \\
 &= 495 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

#### **4.2..5 Menghitung sudut kontak dan panjang belt**

Untuk mengetahui berapa derajat sudut kontak dan panjang belt yang akan digunakan, dapat dihitung dengan menggunakan dasar teori pada persamaan(2.18) sehingga akan di dapatkan:

-Sudut kontak

$$\begin{aligned}
 \theta &= 180 - \left(\frac{d_1 - d_2}{c}\right)60^\circ \\
 &= 180^\circ - \left(\frac{460 - 115}{920}\right)60^\circ \\
 &= 180^\circ - 0,375 \times 60^\circ \\
 &= 180^\circ - 22,5^\circ \\
 &= 157,5 \times \frac{2\pi}{360} \\
 &= 22,75 \text{ rad}
 \end{aligned}$$

-Panjang belt

$$L = 2C + \frac{\pi}{2}(d_1 + d_2) + \frac{1}{4C}(d_1 - d_2)^2$$

$$\begin{aligned}
 &= 2 \times 460 + \frac{3,14}{2} (460 + 115) + \frac{1}{4 \times 920} (460 - 115)^2 \\
 &= 920 + 902,75 + 32,34 \\
 &= 1855,08 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

#### 4.2.6 Gaya efektif pada belt

Belt memiliki 2 gaya pada saat berputar yaitu gaya disisi tarik ( $F_1$ ) dan gaya disisi kendur ( $F_2$ ) gaya yang timbul pada  $F_1$  lebih besar dari  $F_2$ . sehingga berdasarkan persamaan (2.20), akan di dapatkan:

$$T_1 = F_e x r_1$$

$$F_e = \frac{T_1}{r_2} = \frac{1297,85 \text{ kg.mm}}{57,5 \text{ mm}}$$

$$= 22,57 \text{ kg}$$

$$F_1 = F_2 x e^{\mu \cdot \theta}$$

$$= F_2 x 2,71^{0,3 \cdot 2,75}$$

$$= 2,28 F_2$$

$$F_e = F_1 - F_2$$

$$22,57 \text{ kg} = 2,28 F_2 - F_2$$

$$F_2 = 17,63$$

$$F_e = F_1 - F_2$$

$$22,57 = F_1 - 17,63$$

$$F_1 = 40,2$$

#### 4.2.7 Mencari Jumlah Belt

Jumlah belt yang akan digunakan dapat diperoleh dengan menggunakan persamaan (2.21) :

$$\begin{aligned} Z &= \frac{F_1}{KxA} \\ &= \frac{40,2kg}{21,6 \frac{kg}{cm^2} \cdot 1,38cm^2} \\ &= 1,34 \rightarrow 2 \text{ buah} \end{aligned}$$

#### 4.2.8 Menghitung Tegangan Maksimum pada Belt

Dalam kondisi operasinya, tarikan maksimum pada belt akan terjadi pada bagian sisi yang tegang dan itu terjadi dititik awal belt memasuki pulley penggerak. Sehingga tegangan maksimum yang terjadi adalah berdasarkan persamaan (2.22) :

$$\sigma_{\max} = \sigma_0 + \frac{F_e}{A} + \frac{\gamma \cdot V^2}{10g} + E_b \frac{h}{D_{\min}}$$

Dimana:

$\sigma_0$  = Tegangan awal (12 Kg / cm<sup>2</sup> untuk V belt)

$\gamma$  = Specific weight, Kg / dm<sup>3</sup> (rubber belt 1,25 – 1,5)

$E_b$  = Modulus elastisitas (rubber canvas 1000 Kg / cm<sup>2</sup>)

$$\begin{aligned} \sigma_{\max} &= \sigma_0 + \frac{F_e}{A} + \frac{\gamma \cdot V^2}{10g} + E_b \frac{h}{D_{\min}} \\ &= 12 \frac{Kg}{cm^2} + \frac{22,57Kgf}{1,38cm^2} + \frac{1,25 \frac{Kg}{dm^3} \cdot 24,07m/s}{10 \cdot 9,8m/s^2} + 1000 \frac{10,5mm}{115mm} \\ &= 11997 \frac{Kg}{cm^2} \end{aligned}$$

#### 4.2.9 Menghitung Umur Belt

Untuk mengetahui berapa umur belt yang diakibatkan dari proses permesinan ini yaitu dengan menggunakan persamaan (2.23), data yang diketahui :

$$v = 24,07 \text{ m/s}$$

$$L = 2800 \text{ mm} = 2,8 \text{ m}$$

U = kecepatan putaran belt per satuan panjang (1/s)

$$U = \frac{24,07 \text{ m/s}}{2,8 \text{ m}} = 8,6 \text{ 1/s}$$

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

$$= \frac{10^7}{3600 \times 8,6 \times 2} \left[ \frac{90 \text{ kg/cm}^2}{119,97 \text{ kg/cm}^2} \right]^8$$

$$= \frac{10^7}{61920} (0,1)$$

$$= 16,15 \text{ jam}$$

#### 4.2.10 Menghitung Dimensi Pulley

Data – data untuk mencari diameter luar dan diameter dalam pulley motor dan pulley poros didapat dengan menggunakan persamaan (2.24), (2.25), (2.26):

Cari pada tabel dimensi V-belt

L=1800 mm atau 2000 mm

Dari perhitungan di atas maka didapatkan data dimensi pulley tipe B

e= 16; c= 5; t= 20; s= 12,5; φ= 34-40



-Puli penggerak berada di motor

Diameter luar

$$\begin{aligned} D_{out} &= d_2 + (2xC) \\ &= 115 + (2 \times 5) \\ &= 125mm \end{aligned}$$

Diameter dalam

$$\begin{aligned} D_{in} &= D_{out} - 2e \\ &= 125 - (2 \times 16) \\ &= 93mm \end{aligned}$$

lebar puli

$$\begin{aligned} B &= (z - 1)xt + 2s \\ &= (z - 1) \times 20 + (2 \times 12,5) \\ &= (1 \times 20) + (25) \\ &= 45mm \end{aligned}$$

-puli yang digerakkan berada di poros

Diameter luar

$$\begin{aligned} D_{out} &= d_2 + (2xC) \\ &= 460 + (2 \times 5) \\ &= 470mm \end{aligned}$$

Diameter dalam

$$\begin{aligned} D_{in} &= D_{out} - 2e \\ &= 470 - (2 \times 16) \\ &= 438mm \end{aligned}$$

lebar puli

$$B = (z - 1)xt + 2s$$

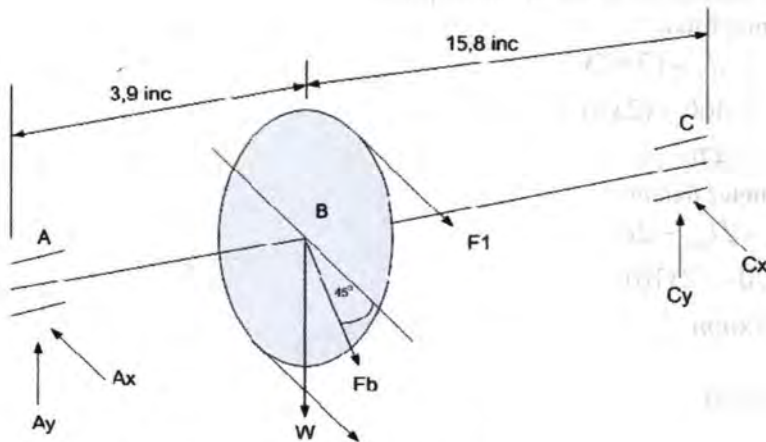
$$\begin{aligned}
 &= (z-1) \times 20 + (2 \times 12,5) \\
 &= (1 \times 20) + (25) \\
 &= 45 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

### 4.3 Perencanaan Poros

Pada poros terpasang dua bantalan, dan dua pulley V belt yang terhubung ke silinder. Data – data perencanaan sebagai berikut:

Data – data dari perhitungan sebelumnya :

- Daya motor (P) = 5,5 Hp
- Putaran poros ( $n_p$ ) = 500 rpm
- Sudut yang terbentuk =  $45^\circ$
- Berat pulley (W) = 100 lb



**Gambar 4.1** Diagram Benda Bebas Poros

Gaya-gaya yang bekerja pada belt dan pulley

$$M_t = \frac{63.000.P}{n}$$

$$= \frac{63.000.(5,5Hp)}{500rpm}$$

$$= 693lb.in$$

Menghitung diameter pulley

$$D_B = \frac{D_{out} + D_{in}}{2}$$

$$= \frac{470mm + 438mm}{2}$$

$$= 454mm$$

$$= 17,8in$$

$$(F_1 - F_2) \frac{D_B}{2} = 693lb.in$$

$$(F_1 - F_2) \frac{17,8in}{2} = 693lb.in$$

$$(F_1 - F_2) \frac{693}{8,9} = 77,8lb$$

Dimana :

$$F_1 = 3F_2$$

Maka :

$$(3F_2 - F_2) = 77,8lb$$

$$(2F_2) = 77,8lb$$

$$F_2 = 38,9lb$$

$$F_1 = 116,7lb$$

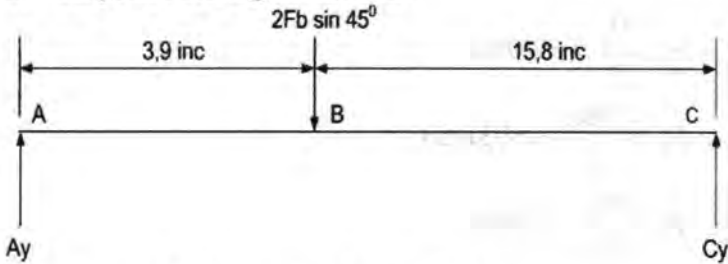
Menghitung Gaya Total yang Menyebabkan Bending pada Pulley

$$\begin{aligned} F_b &= F_1 + F_2 \\ &= 116,7 \text{ lb} + 38,9 \text{ lb} \\ &= 155,6 \text{ lb} \end{aligned}$$

#### 4.3.1 Menghitung Beban Horizontal dan Vertikal

Gaya yang bekerja untuk setiap titik pada poros dan jarak antara titik satu dengan titik yang lain ditentukan dengan mengacu persamaan  $\sum M = 0$  dan  $\sum F = 0$ , maka momen bending dan gaya yang bekerja pada poros untuk bidang horisontal dan vertikal dapat diketahui. Setelah menghitung gaya dan momen bending yang terjadi maka dibuat bidang lintang (gaya) untuk mengetahui apakah perhitungan diatas sudah benar dan juga agar mudah membuat diagram bidang momen. Dengan membuat diagram bidang momen tersebut kita akan bisa melihat letak momen yang terbesar pada poros.

##### 1. Tinjauan bidang horisontal



Gambar 4.2 Tinjauan Terhadap Sumbu X

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

$$A_x - 2F_b \sin 45^\circ + C_x = 0$$

$$A_x + C_x = 2F_b \cdot \sin 45^\circ$$

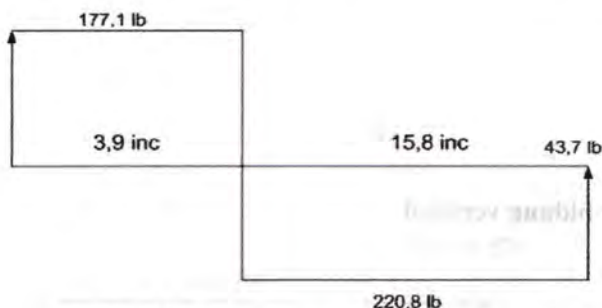
$$A_x + C_x = 2(155,6 \cdot 0,7)$$

$$A_x + C_x = 220,8 \text{ lb} \dots \dots (1)$$

$$\begin{aligned} \curvearrowright (+) \Sigma M_{Ax} &= 0 \\ 2Fb \cdot \sin 45^\circ \cdot 3,9 \text{ in.} - Cx \cdot 19,75 \text{ in} &= 0 \\ (220,8) \cdot 3,9 \text{ in} - Cx \cdot 19,75 \text{ in} &= 0 \\ Cx &= 43,7 \text{ lb} \dots \dots \dots (2) \end{aligned}$$

Dari persamaan 2  $\rightarrow$  1

$$\begin{aligned} Ax + Cx &= 220,8 \text{ lb} \\ Ax + 43,7 \text{ lb} &= 220,8 \text{ lb} \\ Ax &= 177,1 \end{aligned}$$



**Gambar 4.3** Tegangan geser bidang horizontal

### Momen di setiap titik

Momen di titik A

$$M_A = 0$$

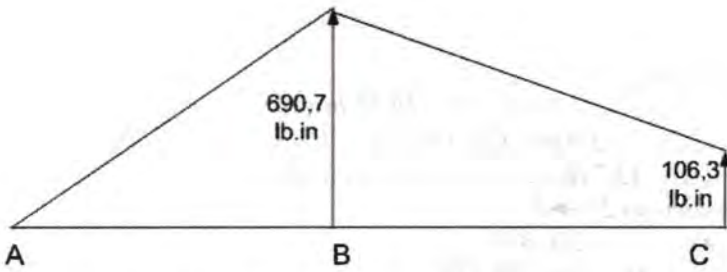
Momen di titik B

$$\begin{aligned} M_B &= 177,1 \text{ lb} \times 3,9 \text{ in} \\ &= 690,7 \text{ lb.in} \end{aligned}$$

Momen di titik C

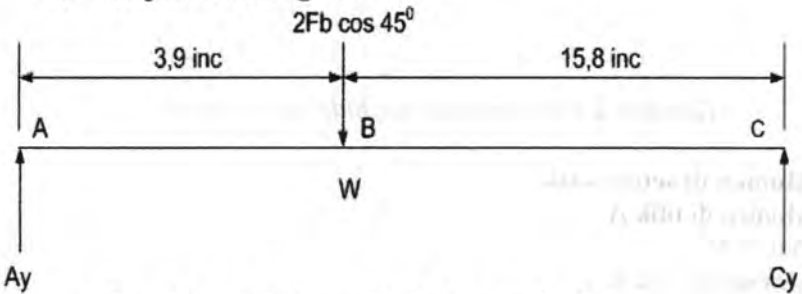
$$\begin{aligned} M_C &= (220,8 \text{ lb} \times 15,8 \text{ in}) - (177,1 \text{ lb} \times 19,7 \text{ in}) \\ &= 106,03 \text{ lb.in} \end{aligned}$$





**Gambar 4.4** Diagram momen bidang horizontal

## 2. Tinjauan bidang vertikal



**Gambar 4.5** Tinjauan Terhadap Sumbu Y

$$\uparrow (+) \Sigma F_Y = 0$$

$$A_y + C_y - (2Fb \cos 45^\circ + 100 \text{ lb}) = 0$$

$$A_y + C_y = 2Fb \cdot \cos 45^\circ + 100 \text{ lb}$$

$$A_y + C_y = (220,8) + 100 \text{ lb}$$

$$A_y + C_y = 320,8 \text{ lb} \dots \dots (1)$$



$$(+)\Sigma M_{Ay} = 0$$

$$(2F_b \cdot \cos 45^\circ + W) \cdot 3,9 \text{ in} - C_y \cdot 19,7 \text{ in} = 0$$

$$(320,8) \cdot 3,9 \text{ in} - C_y \cdot 19,7 \text{ in} = 0$$

$$1251,12 \text{ lb} \cdot \text{in} = C_y \cdot 19,7 \text{ in}$$

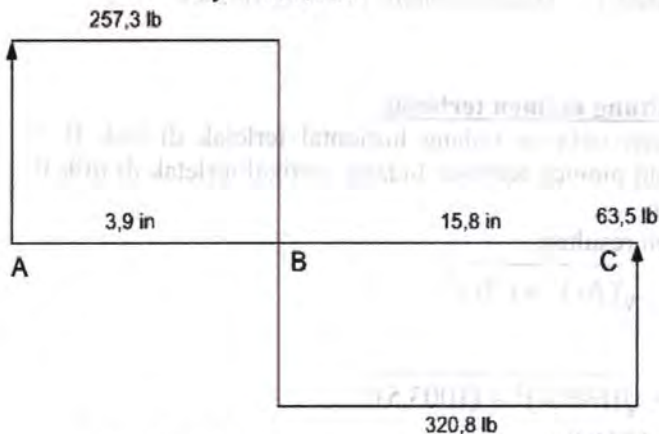
$$C_y = 63,5 \text{ lb} \dots \dots \dots (2)$$

Dari persamaan 2  $\rightarrow$  1

$$A_y + C_y = 320,8 \text{ lb}$$

$$A_y + 63,5 \text{ lb} = 320,8 \text{ lb}$$

$$A_y = 257,3 \text{ lb}$$



**Gambar 4.6** Tegangan geser bidang vertikal

**Momen di setiap titik**

Momen di titik A

$$M_A = 0$$

Momen di titik B

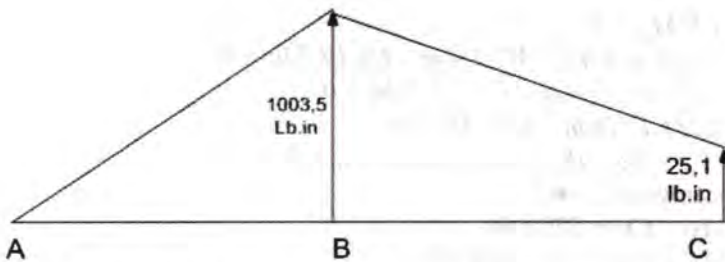
$$M_B = 257,3 \text{ lb} \times 3,9 \text{ in}$$

$$= 1003,5 \text{ lb} \cdot \text{in}$$

Momen di titik C

$$M_C = (320,8 \text{ lb} \times 15,8 \text{ in}) - (257,3 \text{ lb} \times 19,7 \text{ in})$$

$$= 25,1 \text{ lb} \cdot \text{in}$$



**Gambar 4.7** Diagram momen bidang vertikal

#### **4.3.2 Menghitung momen terbesar**

Momen terbesar bidang horiontal terletak di titik B = 690,7 lb.in Dan momen terbesar bidang vertikal terletak di titik B = 1003,5 lb.in

Maka, momen resultan

$$\begin{aligned}
 M_R &= \sqrt{(Bx)^2 + (By)^2} \\
 &= \sqrt{(690,7)^2 + (1003,5)^2} \\
 &= 1218 \text{ lb.in}
 \end{aligned}$$

#### **4.3.3 Menghitung diameter poros**

Dari data bahan poros telah ditentukan sehingga diperoleh strength yield point (Syp). Dengan data tersebut kemudian dilakukan perhitungan diameter poros dengan persamaan (2.29):

Bahan poros AISI type 1010 A dengan Syp = 42 Ksi

$$\begin{aligned}\tau_{\max} &= \frac{0,5 \cdot Syp}{N} \\ &= \frac{0,5 \cdot 42.000 \text{ psi}}{3} \\ &= 7.000 \text{ psi}\end{aligned}$$

Maka,

$$\begin{aligned}d_s &\geq \left[ \left( \frac{5,1}{\tau_{\max}} \right) \sqrt{(K_m M)^2 + (K_t T)^2} \right]^{\frac{1}{3}} \\ d_s &\geq \left[ \left( \frac{5,1}{7000} \right) \cdot \sqrt{(2 \cdot 1218)^2 + (1,5 \cdot 693)^2} \right]^{\frac{1}{3}} \\ &\geq [(0,00073) \cdot (2648,5)]^{\frac{1}{3}} \\ &\geq [1,9]^{\frac{1}{3}} \\ &= 1,2 \text{ in}\end{aligned}$$

#### 4.4. Perhitungan Pasak

Dari perhitungan sebelumnya dan dari data - data yang direncanakan didapat

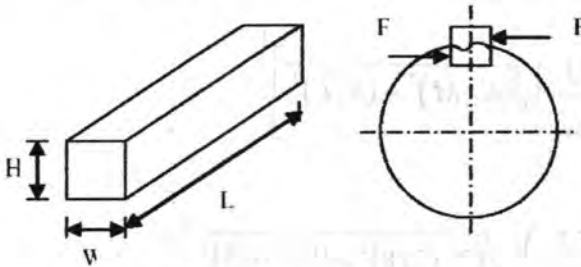
- Torsi poros (T)

$$\begin{aligned}T &= 63000 \frac{P}{n_2} \\ &= 63000 \frac{5,5 \text{ Hp}}{500 \text{ rpm}} \\ &= 693 \text{ lb.in}\end{aligned}$$

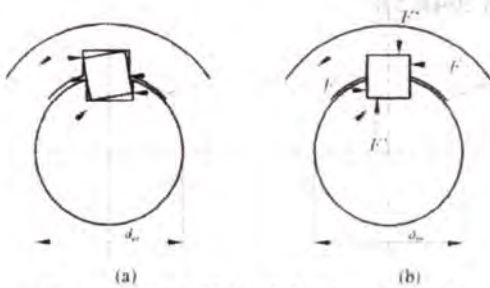
- Diameter poros ( $D$ ) = 1,2 in
- Karena torsinya tetap atau konstan maka Angka Keamanan ( $N$ ) = 3

Dengan melihat pada lampiran diketahui dimensi pasak yang direncanakan adalah pasak tipe datar, yaitu :

- $W = 0,25$  in



**Gambar 4.8** Dimensi pasak



**Gambar 4.9** Kedudukan poros pada pasak dan gaya yang terjadi

Gaya yang terjadi pada pasak



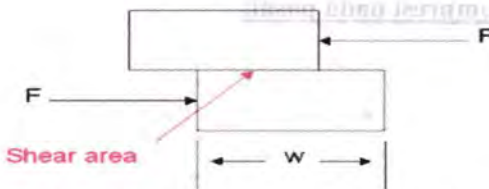
$$\begin{aligned}
 F &= \frac{T}{D_p / 2} \\
 &= \frac{693 \text{ lb.in}}{1,2 \text{ in} / 2} \\
 &= 1155 \text{ lbf}
 \end{aligned}$$

Bahan pasak AISI 1095 Tipe A dengan  $S_{Yp} = 38.000$  psi

#### 4.4.1 Tegangan Geser Pada Pasak

Karena yang dicari adalah tegangan geser yang diijinkan maka persamaan yang digunakan untuk bahan Wrought steel adalah :

$$\begin{aligned}
 S_{syp} &= 0,577 \times S_{yp} \\
 &= 0,577 \times 38000 \text{ psi} \\
 &= 21926 \text{ psi}
 \end{aligned}$$



**Gambar 4.10** Tegangan geser pada pasak

Sehingga tegangan geser ijin didapatkan :

$$\begin{aligned}
 S_s &= \frac{S_{syp}}{N} \\
 &= \frac{21926}{3} \\
 &= 7308 \text{ psi}
 \end{aligned}$$

maka panjang pasak agar aman untuk tegangan geser didapatkan:

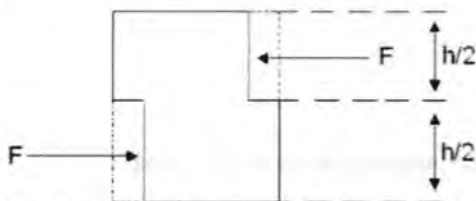
$$\begin{aligned}
 L_s &\geq \frac{2T}{S_s \cdot W \cdot dp} \\
 &\geq \frac{2 \times 693 \text{ lb.in}}{7308 \text{ psi} \times 0,25 \text{ in} \times 1,2 \text{ in}} \\
 &\geq \frac{1386}{2192,4} \\
 &\geq 0,63 \text{ inc}
 \end{aligned}$$

Karena panjang pasak harus dibuat 25% lebih besar dari diameter poros maka :

$$\begin{aligned}
 L &\geq L_s + 0,25 \cdot D_p \\
 &\geq 0,63 \text{ inc} + 0,25 \cdot 1,2 \text{ inc} \\
 &\geq 0,93 \text{ inc}
 \end{aligned}$$

Sehingga panjang pasak dalam tinjauan geser adalah 0,93 inc.

#### 4.4.2 Tegangan kompresi pada pasak



**Gambar 4.11** Tegangan kompresi pada pasak

$$\begin{aligned}
 S_c &= \frac{S_{yp} \cdot K_c}{N} \\
 &= \frac{38000 \text{ psi} \cdot 1}{3} \\
 &= 12.666,7 \text{ psi}
 \end{aligned}$$

Sehingga didapatkan panjang pasak untuk tegangan kompresi :

$$L_c \geq \frac{4T}{S_c \cdot W \cdot dp}$$

$$\geq \frac{4 \times 693 \text{ lb.in}}{12.666,7 \text{ psi} \times 0,25 \text{ in} \times 1,2 \text{ in}}$$

$$\geq 0,73 \text{ in}$$

Karena panjang pasak harus dibuat 25% lebih besar dari diameter poros maka :

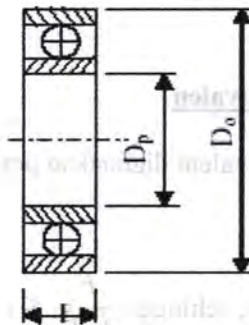
$$L \geq L_c + 0,25 \cdot D_p$$

$$\geq 0,73 \text{ in} + 0,25 \times 1,2 \text{ in}$$

$$\geq 1,03 \text{ in}$$

#### 4.5. Bantalan

Dalam perencanaan ini dipilih bantalan tipe ball bearing, karena gaya – gaya yang bekerja tidak terlalu besar. Bantalan tipe ini dapat menahan gaya radial yang cukup besar, sedangkan yang menjadi acuan dalam perhitungan adalah gaya reaksi tumpuan terbesar, yang dalam hal ini terletak pada bantalan titik A. Data – data yang diperoleh dari perhitungan sebelumnya.



Gambar 4.12 Single Row Ball Bearing

Diameter poros ( $D_p$ ) = 1,2 inc

$n_p = 500$  rpm

$F_{AH} = 176,44$  lb

$F_{AV} = 257,44$  lb

Dalam perencanaan ini dipilih bantalan single row deep groove ball bearing dengan beban menengah dipakai seri 200 (ekivalen dengan seri dimensi 02) dari tabel didapat

Diameter luar bearing ( $D_{out}$ ) = 62 mm

Lebar bantalan ( $B$ ) = 16 mm

Beban dinamis ( $C$ ) = 3360 lb

Beban statis ( $C_0$ ) = 2250 lb

#### **4.5.1. Menghitung Gaya Radial Bantalan**

Mencari gaya radial pada bantalan dititik tumpuan yang terbesar, yang dalam hal ini terdapat pad titik E yaitu dengan persamaan :

$$\begin{aligned} F_r &= \sqrt{(F_{AV})^2 + (F_{AH})^2} \\ &= \sqrt{(257,44\text{lb})^2 + (176,44\text{lb})^2} \\ &= \sqrt{97.406,42(\text{lb})^2} \\ &= 312\text{lb} \end{aligned}$$

#### **4.5.2. Menghitung Beban Ekivalen**

Untuk menghitung beban equivalent digunakan persamaan

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

karena  $F_a = 0$  maka  $\frac{F_a}{V.F_r} = 0$ ; sehingga  $\frac{F_a}{V.F_r} \leq e$

karena Maka  $X = 1$  dan  $Y = 0$   
 $F_s = 1$  Uniform and Steady Load  
 $V = 1$  karena ring dalam yang berputar

Jadi

$$\begin{aligned} P &= F_s(X.V.F_r) \\ &= 1(1 \times 1 \times 312lb) \\ &= 312lb \end{aligned}$$

#### 4.5.3. Menghitung Umur Bantalan

Dalam perhitungan umur bantalan digunakan persamaan sebagai berikut :

$$\begin{aligned} L_{10} &= \left(\frac{C}{P}\right)^b \cdot 10^6 \\ &= \left(\frac{3360lb}{312lb}\right)^3 \cdot 10^6 \\ &= 1260 \times 10^6 \text{ putaran} \end{aligned}$$

atau,

$$\begin{aligned} L_{10} &= \left(\frac{C}{P}\right)^b \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_p} \\ &= \left(\frac{3360lb}{312lb}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \times 500rpm} \\ &= 42.000 \text{ jam} \end{aligned}$$

Jika dalam satu hari = 8 jam kerja

$$\frac{42.000 \text{ jam}}{8} = 5250 \text{ hari}$$



## BAB V PENUTUP

## **BAB V PENUTUP**

### **5.1. Kesimpulan**

Dari perencanaan dan perhitungan pada elemen mesin *sistem pengais mesin pengais garam* ini dapat disimpulkan sebagai berikut :

- a. Daya motor yang dibutuhkan adalah sebesar 5,5 H<sub>p</sub>
- b. Kapasitas produksi yang mampu dilakukan oleh mesin ini adalah 15,6 ton/jam
- c. Perencanaan elemen mesin pada sistem pengais mesin pengais garam ini dianggap aman.

### **5.2. Saran**

Perencanaan mesin pengais garam ini masih memerlukan beberapa perbaikan dalam sistem keseluruhan, Pewujudan dari desain ini masih memerlukan banyak pertimbangan dalam pemilihan bahan serta kekuatan bahan. Dengan adanya beberapa koreksi dan perencanaan ulang dari desain mesin pengais garam ini diharapkan didapat desain yang sesuai serta dapat diwujudkan dalam bentuk mesin yang sesungguhnya sehingga mempunyai manfaat yang nyata dalam industri garam, dan makanan pada umumnya.



## DAFTAR PUSTAKA

## DAFTAR PUSTAKA

1. Sularso, Kiyokatsu Suga.2002. *Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin*, Cetakan ke 10, PT Pradnya Paramitha, Jakarta.
2. Deutschman, Aaron D. 1975. *Machine Design : Theory and Practice*. New York : Macmillan Publishing Co., Inc..
3. Dobrovolsky.V, 1978 *Machine Elements* , Foreign Language Publishing House, Moscow.
4. Screw Conveyor Transportation. Carlos III University. Madrid. *Http://www.wikipedia.com*. Diakses 10 Juli 2009.
5. Spivakovsky,A;Dyachkov, V. 1978. *Conveyor and Related Equipment*, Terj.Danemanis, Don.Moscow,Rusia: Peace Publicer.
6. Sato, G. Takeshi, 2000 : *Menggambar Mesin Menurut Standart ISO*, PT Pradnya Paramita, Jakarta.



ITS  
Institut Teknologi  
Sepuluh Nopember



ITS  
Institut Teknologi  
Sepuluh Nopember



ITS  
Institut Teknologi  
Sepuluh Nopember



ITS  
Institut Teknologi  
Sepuluh Nopember



ITS  
Institut Teknologi  
Sepuluh Nopember



ITS  
Institut Teknologi  
Sepuluh Nopember



ITS  
Institut Teknologi  
Sepuluh Nopember



ITS  
Institut Teknologi  
Sepuluh Nopember

ITS  
Institut Teknologi  
Sepuluh Nopember



ITS  
Institut Teknologi  
Sepuluh Nopember



ITS  
Institut Teknologi  
Sepuluh Nopember



ITS  
Institut Teknologi  
Sepuluh Nopember



ITS  
Institut Teknologi  
Sepuluh Nopember



ITS  
Institut Teknologi  
Sepuluh Nopember



ITS  
Institut Teknologi  
Sepuluh Nopember



ITS  
Institut Teknologi  
Sepuluh Nopember

## LAMPIRAN

ITS  
Institut Teknologi  
Sepuluh Nopember



ITS  
Institut Teknologi  
Sepuluh Nopember



ITS  
Institut Teknologi  
Sepuluh Nopember



ITS  
Institut Teknologi  
Sepuluh Nopember



ITS  
Institut Teknologi  
Sepuluh Nopember



ITS  
Institut Teknologi  
Sepuluh Nopember



ITS  
Institut Teknologi  
Sepuluh Nopember



ITS  
Institut Teknologi  
Sepuluh Nopember

ITS  
Institut Teknologi  
Sepuluh Nopember



ITS  
Institut Teknologi  
Sepuluh Nopember



ITS  
Institut Teknologi  
Sepuluh Nopember



ITS  
Institut Teknologi  
Sepuluh Nopember





# LAMPIRAN 1

## FAKTOR KONVERSI

TABLE. 1 Conversion Factors

<b>Area</b>	
1 mm <sup>2</sup> = 1.0 × 10 <sup>-6</sup> m <sup>2</sup>	1 ft <sup>2</sup> = 144 in. <sup>2</sup>
1 cm <sup>2</sup> = 1.0 × 10 <sup>-4</sup> m <sup>2</sup> = 0.1550 in. <sup>2</sup>	1 in. <sup>2</sup> = 6.4516 cm <sup>2</sup> = 6.4516 × 10 <sup>-4</sup> m <sup>2</sup>
1 m <sup>2</sup> = 10.7639 ft <sup>2</sup>	1 ft <sup>2</sup> = 0.092 903 m <sup>2</sup>
<b>Conductivity</b>	
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
<b>Density</b>	
1 kg/m <sup>3</sup> = 0.06242797 lbm/ft <sup>3</sup>	1 lbm/ft <sup>3</sup> = 16.018 46 kg/m <sup>3</sup>
1 g/cm <sup>3</sup> = 1000 kg/m <sup>3</sup>	
1 g/cm <sup>3</sup> = 1 kg/L	
<b>Energy</b>	
1 J = 1 N-m = 1 kg-m <sup>2</sup> /s <sup>2</sup>	
1 J = 0.737 562 lbf-ft	1 lbf-ft = 1.355 818 J
1 cal (Int.) = 4.1868 J	= 1.28507 × 10 <sup>-3</sup> Btu
	1 Btu (Int.) = 1.055 056 kJ
1 erg = 1.0 × 10 <sup>-7</sup> J	= 778.1693 lbf-ft
1 eV = 1.602 177 33 × 10 <sup>-19</sup> J	
<b>Force</b>	
1 N = 0.224809 lbf	1 lbf = 4.448 222 N
1 kp = 9.80665 N (1 kgf)	
<b>Gravitation</b>	
g = 9.80665 m/s <sup>2</sup>	g = 32.17405 ft/s <sup>2</sup>
<b>Heat capacity, specific entropy</b>	
1 kJ/kg-K = 0.238 846 Btu/lbm-R	1 Btu/lbm-R = 4.1868 kJ/kg-K
<b>Heat flux (per unit area)</b>	
1 W/m <sup>2</sup> = 0.316 998 Btu/h-ft <sup>2</sup>	1 Btu/h-ft <sup>2</sup> = 3.15459 W/m <sup>2</sup>
<b>Heat transfer coefficient</b>	
1 W/m <sup>2</sup> -K = 0.176 11 Btu/h-ft <sup>2</sup> -R	1 Btu/h-ft <sup>2</sup> -R = 5.67826 W/m <sup>2</sup> -K
<b>Length</b>	
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

## FAKTOR KONVERSI ( sambungan )

TABLE (Continued) <i>Conversion Factors</i>	
<b>Specific kinetic energy (V<sup>2</sup>)</b>	
1 m <sup>2</sup> /s <sup>2</sup> = 0.001 kJ/kg	1 ft <sup>2</sup> /s <sup>2</sup> = 3.9941 × 10 <sup>-5</sup> Btu/lbm
1 kJ/kg = 1000 m <sup>2</sup> /s <sup>2</sup>	1 Btu/lbm = 25037 ft <sup>2</sup> /s <sup>2</sup>
<b>Specific potential energy (Zg)</b>	
1 m-g <sub>and</sub> = 9.80665 × 10 <sup>-3</sup> kJ/kg	1 ft-g <sub>and</sub> = 1.0 lbf-ft/lbm
= 4.21607 × 10 <sup>-3</sup> Btu/lbm	= 0.001285 Btu/lbm
	= 0.002989 kJ/kg
<b>Specific volume</b>	
1 cm <sup>3</sup> /g = 0.001 m <sup>3</sup> /kg	
1 cm <sup>3</sup> /g = 1 L/kg	
1 m <sup>3</sup> /kg = 16.018 46 ft <sup>3</sup> /lbm	1 ft <sup>3</sup> /lbm = 0.062 428 m <sup>3</sup> /kg
<b>Temperature</b>	
1 K = 1 °C = 1.8 R = 1.8 F	1 R = (5/9) K
TC = TK - 273.15	TF = TR - 459.67
= (TF - 32)/1.8	= 1.8 TC + 32
TK = TR/1.8	TR = 1.8 TK
<b>Universal Gas Constant</b>	
R = N <sub>0</sub> k = 8.31451 kJ/kmol-K	R = 1.98589 Btu/lbmol-R
= 1.98589 kcal/kmol-K	= 1545.36 lbf-ft/lbmol-R
= 82.0578 atm-L/kmol-K	= 0.73024 atm-ft <sup>3</sup> /lbmol-R
	= 10.7317 (lbf/in. <sup>2</sup> )-ft <sup>3</sup> /lbmol-R
<b>Velocity</b>	
1 m/s = 3.6 km/h	1 ft/s = 0.681818 mi/h
= 3.28084 ft/s	= 0.3048 m/s
= 2.23694 mi/h	= 1.09728 km/h
1 km/h = 0.27778 m/s	1 mi/h = 1.46667 ft/s
= 0.91134 ft/s	= 0.44704 m/s
= 0.62137 mi/h	= 1.609344 km/h
<b>Volume</b>	
1 m <sup>3</sup> = 35.3147 ft <sup>3</sup>	1 ft <sup>3</sup> = 2.831 685 × 10 <sup>-2</sup> m <sup>3</sup>
1 L = 1 dm <sup>3</sup> = 0.001 m <sup>3</sup>	1 in. <sup>3</sup> = 1.6387 × 10 <sup>-3</sup> m <sup>3</sup>
1 Gal (US) = 3.785 412 L	1 Gal (UK) = 4.546 090 L
= 3.785 412 × 10 <sup>-3</sup> m <sup>3</sup>	1 Gal (US) = 231.00 in. <sup>3</sup>

## FAKTOR KONVERSI ( sambungan )

TABLE (Continued) Conversion Factors			
<b>Mass</b>			
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 <sup>-5</sup> kg		1 ton = 2000 lbm	
<b>Moment (torque)</b>			
1 N·m = 0.737 562 lbf·ft		1 lbf·ft = 1.355 818 N·m	
<b>Momentum (mV)</b>			
1 kg·m/s = 7.232 94 lbm·ft/s		1 lbm·ft/s = 0.138 256 kg·m/s	
= 0.224809 lbf·s			
<b>Power</b>			
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	
<b>Pressure</b>			
1 Pa = 1 N/m <sup>2</sup> = 1 kg/m·s <sup>2</sup>		1 lbf/in. <sup>2</sup> = 6.894 757 kPa	
1 bar = 1.0 × 10 <sup>5</sup> Pa = 100 kPa		1 atm = 14.695 94 lbf/in. <sup>2</sup>	
1 atm = 101.325 kPa		= 29.921 in. Hg [32 F]	
= 1.01325 bar		= 33.899 5 ft H <sub>2</sub> O [4°C]	
= 760 mm Hg [0°C]		1 Pa = 0.000 475 bar	
= 10.332 56 m H <sub>2</sub> O [4°C]		1 in. Hg [0°C] = 0.49115 lbf/in. <sup>2</sup>	
1 torr = 1 mm Hg [0°C]		1 in. H <sub>2</sub> O [4°C] = 0.036126 lbf/in. <sup>2</sup>	
1 m m Hg [0°C] = 0.133 322 kPa			
1 m H <sub>2</sub> O [4°C] = 9.806 38 kPa			
<b>Specific energy</b>			
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 <sup>-3</sup> kJ/kg	
		= 1.28507 × 10 <sup>-3</sup> Btu/lbm	

## LAMPIRAN 2

### FAKTOR KONVERSI 2 (SAMBUNGAN)

TABLE A-1  
Customary units and their SI equivalents (Cont.)

Quantity	Customary units					
	Metric		British		SI units	
	Unit symbol	Conversion factor	Unit symbol	Conversion factor	Unit name	Unit symbol
Volume (liquids)	l	$10^{-3}$	qt	$0.9464 \times 10^{-3}$	cubic meter	$m^3$
			gal	3.785	liter	l
Volume (solids)			ft <sup>3</sup>	0.0283	cubic meter	$m^3$
			in <sup>3</sup>	$16.39 \times 10^{-6}$		$m^3$
			Btu	$1.0551 \times 10^3$	joule	J
Work	kcal	$4.1868 \times 10^3$	ft lbf	1.35		J
	kgf m	9.80665				J

TABLE A-2  
Decimal multiples and submultiples of SI units with SI prefixes

Factor	Prefix	Symbol
0.000 000 000 000 000 001 = $10^{-18}$	atto	a
0.000 000 000 000 001 = $10^{-15}$	femto	f
0.000 000 000 001 = $10^{-12}$	pico	p
0.000 000 001 = $10^{-9}$	nano	n
0.000 001 = $10^{-6}$	micro	$\mu$
0.001 = $10^{-3}$	milli	m
0.01 = $10^{-2}$	centi	c
0.1 = $10^{-1}$	deci	d
10 = $10^1$	deca	da
100 = $10^2$	hecto	h
1 000 = $10^3$	kilo	k
1 000 000 = $10^6$	mega	M
1 000 000 000 = $10^9$	giga	G
1 000 000 000 000 = $10^{12}$	tera	T

TABLE A-3  
Units decimally related to SI units

Quantity	Unit name	Symbol	Definition
Area	hectare	ha	$1 \text{ ha} = 10^4 \text{ m}^2$
	Dynamic viscosity	poise	$1 \text{ P} = 10^{-1} \text{ kg/m s} = 10^{-1} \text{ N s/m}^2 = 10^{-1} \text{ Pa s}$
Energy	erg	erg	$1 \text{ erg} = 10^{-7} \text{ J}$
Force	dyne	dyn	$1 \text{ dyn} = 10^{-5} \text{ N}$
Kinematic viscosity	stokes	St	$1 \text{ St} = 10^{-4} \text{ m}^2/\text{s}$
	Length	angstrom	$\text{\AA}$
Mass	tonne (ton)	t	$1 \text{ t} = 10^3 \text{ kg}$
Pressure	bar	bar	$1 \text{ bar} = 10^5 \text{ N/m}^2 = 10^5 \text{ Pa}$
Volume	liter	liter	$1 \text{ l} = 10^{-3} \text{ m}^3$



## LAMPIRAN 3

### MASSA JENIS BAHAN

TABLE A.3 Properties of Selected Solids at 25° C		
Substance	$\rho$ kg/m <sup>3</sup>	$C_p$ kJ/kg-K
Asphalt	2120	0.92
Brick, common	1800	0.84
Carbon, diamond	3750	0.51
Carbon, graphite	2000-2500	0.61
Coal	1200-1500	1.26
Concrete	2200	0.88
Glass, plate	2500	0.80
Glass, wool	200	0.66
Granite	2750	0.89
Ice (0 C)	917	2.04
Paper	700	1.2
Plexiglas	1180	1.44
Polystyrene	920	2.3
Polyvinyl chloride	1380	0.96
Rubber, soft	1100	1.67
Salt, rock	2100-2500	0.92
Sand, dry	1500	0.8
Silicon	2330	0.70
Snow, firm	560	2.1
Wood, hard (oak)	720	1.26
Wood, soft (pine)	510	1.38
Wool	100	1.72
Metals		
Aluminum	2700	0.90
Copper, commercial	8300	0.42
Brass, 60-40	8400	0.38
Gold	19300	0.13
Iron, cast	7272	0.42
Iron, 304 St Steel	7820	0.46
Lead	11340	0.13
Magnesium, 2% Mn	1775	1.00
Nickel, 10% Cr	8666	0.44
Silver, 99.9% Ag	10534	0.24
Sodium	971	1.21
Tin	7304	0.22
Tungsten	19300	0.13
Zinc	7144	0.39



# LAMPIRAN 4

## BAHAN POROS

Identification Number or Specification	Modulus of Elasticity, psi	Tensile Strength, ksi	Yield Strength, ksi	Elongation in 2 in., %	Hardness H11N	Endurance Limit, ksi	Modulus of Elasticity in Compression, psi	Compressive Strength, ksi	Burst Strength, ksi	Impact Strength (Charpy), ft-lb
<b>Gray Cast Irons</b>										
ASTM, Class 20	12 x 10 <sup>4</sup>	20	—	—	160	10	—	95	32	55
ASTM, Class 25	13 x 10 <sup>4</sup>	25	—	—	165	12.5	—	100	37	55
ASTM, Class 30	15 x 10 <sup>4</sup>	30	—	—	195	14.5	—	115	44	60
ASTM, Class 40	17 x 10 <sup>4</sup>	40	—	—	220	19	—	143	57	70
ASTM, Class 50	19 x 10 <sup>4</sup>	50	—	—	238	22	—	150	65	80
ASTM, Class 60	20 x 10 <sup>4</sup>	60	—	—	250	24	—	170	72	115
<b>Malleable Cast Irons</b>										
32510 (ASTM A 47)	25 x 10 <sup>4</sup>	50	22.5	10	133	28	25 x 10 <sup>4</sup>	208	47	16.5
35018 (ASTM A 47)	25 x 10 <sup>4</sup>	53	35	18	133	31	25 x 10 <sup>4</sup>	220	51	16.5
45010 (ASTM A 220)	26 x 10 <sup>4</sup>	65	45	10	185	32	23.2 x 10 <sup>4</sup>	242	49	14
50007 (ASTM A 220)	26.5 x 10 <sup>4</sup>	75	50	7	204	37	23.2 x 10 <sup>4</sup>	242	75	14
60001 (ASTM A 220)	27 x 10 <sup>4</sup>	80	60	3	226	39	23.2 x 10 <sup>4</sup>	242	80	14
80002 (ASTM A 220)	27 x 10 <sup>4</sup>	100	80	2	255	40	23.2 x 10 <sup>4</sup>	242	100	14
<b>Nodular or Ductile Cast Irons</b>										
60-40-15 (ASTM)	23.5 x 10 <sup>4</sup>	70	52.5	10-25	178	35	—	140	—	—
60-45-12 (A 536)	23.5 x 10 <sup>4</sup>	100	67.5	3-10	217	50	—	200	—	—
80-55-06 ( " )	23.5 x 10 <sup>4</sup>	110	72.5	6-10	257	55	—	220	—	—
100-70-03 ( " )	23.5 x 10 <sup>4</sup>	135	108	2-7	283	63	—	270	—	—
120-90-02 ( " )	23.5 x 10 <sup>4</sup>	135	108	2-7	283	63	—	270	—	—
Heat Resistant	18.5 x 10 <sup>4</sup>	73	40	7-40	170	37	—	146	—	—

SOURCES: Compiled from 1977 Harwood Selector, Harwood Publishing Co., New York; Tool Engineers' Handbook, 2nd ed., McGraw-Hill Book Co., New York, and ASM's Handbook of Properties, McGraw-Hill Book Co., New York.

\* Obtained by heat treatment involving normalizing or annealing and tempering.

† Based on total of properties.

‡ Normalized and tempered.

§ Quenched and tempered.

¶ Assumed.

‡ Microalloyed.

§ Heat treated.

¶ Carbon steel.

‡ Heat and phosphorus resistant.

§ 3000F, 7-year guarantee.

# LAMPIRAN 5

## Faktor X dan Y untuk Bantalan Bola dan Roll

Factor X and Y for ball and roller bearings

Contact Angle $\alpha$ , deg	$\frac{f_1}{\cos \alpha}$	Single-Row Bearing <sup>1</sup>		Double-Row Bearing <sup>1</sup>				$\epsilon$
		$\frac{f_2}{\cos \alpha}, > \alpha$		$f_3, < \alpha$		$f_4, > \alpha$		
		X	Y	X	Y	X	Y	
Radial-contact groove ball bearings <sup>2</sup>								
								$F_{1000}^3$
	0.014		2.30			2.30	0.14	25
	0.028		1.90			1.90	0.22	30
	0.056		1.71			1.71	0.25	100
	0.094		1.55			1.55	0.28	150
	0.11	0.36	1.45	1.0	0	1.45	0.30	200
	0.17		1.31			1.31	0.4	300
	0.28		1.15			1.15	0.38	500
	0.42		1.04			1.04	0.42	750
	0.56		1.00			1.00	0.44	1000
Angular-Contact groove ball bearings <sup>2</sup>								
								$F_{1000}^3$
	0.014		Use X, Y, and $\epsilon$ values applicable to single-row radial contact bearings	2.78		3.74	0.23	25
	0.028			2.40		3.23	0.26	30
	0.056			2.07		2.78	0.30	100
	0.085			1.87		2.52	0.34	150
	0.11	0.50		1.75	1.0	2.30	0.36	200
	0.17			1.58		2.12	0.40	300
	0.28			1.39		1.87	0.45	500
	0.42			1.26		1.64	0.50	750
	0.56			1.21		1.53	0.52	1000
	0.014		1.88	2.18		3.06	0.24	25
	0.028		1.71	1.98		2.78	0.27	40
	0.057		1.52	1.76		2.47	0.30	100
	0.086	0.66	1.41	1.63		2.29	0.33	150
	0.11		1.24	1.55	1.0	2.16	0.40	200
	0.17		1.23	1.42		2.00	0.44	300
	0.29		1.10	1.27		1.79	0.48	500
	0.43		1.03	1.17		1.66	0.54	750
	0.57		1.00	1.16		1.63	0.54	1000
	0.015		1.47	1.65		2.39	0.36	25
	0.029		1.40	1.57		2.28	0.40	30
	0.058		1.30	1.46		2.11	0.43	100
	0.087		1.23	1.38		2.00	0.46	150
	0.12	0.44	1.19	1.34	1.0	1.93	0.47	200
	0.17		1.12	1.26		1.82	0.50	300
	0.29		1.02	1.14		1.66	0.55	500
	0.44		1.00	1.12		1.63	0.56	750
	0.58		1.00	1.12		1.63	0.56	1000
25	0.43	1.00	1.0	1.09	0.70	1.63	0.57	
30	0.41	0.97	1.0	1.05	0.67	1.41	0.68	
35	0.39	0.76	1.0	0.78	0.63	1.24	0.60	
40	0.37	0.66	1.0	0.66	0.60	1.07	0.45	
	0.55	0.57	1.0	0.55	0.57	0.93	1.14	
Self-aligning ball bearings								
	0.40	0.4 cot $\alpha$	1.0	0.42 cot $\alpha$	0.65	0.65 cot $\alpha$	1.5 tan $\alpha$	
Roller bearings, self-aligning, tapered <sup>4</sup>								
$\alpha = 90$	0.4	0.4 cot $\alpha$	1.0	0.45 cot $\alpha$	0.67	0.67 cot $\alpha$	1.5 tan $\alpha$	

SOURCE: Frank W. Whalen, ed., *Ball Bearings Handbook, 2nd ed.*, McGraw-Hill Book Co., New York, 1958.

NOTE: Values of X, Y, and  $\epsilon$  for a ball or roller contact under other than those given are obtained by linear interpolation.

<sup>1</sup>  $C_{10}$  is the basic load rating;  $\epsilon$  is the number of cycles of life from zero for radial contact bearings.

<sup>2</sup> For angular bearings, when  $f_2/f_3 < \alpha$ , use  $\epsilon = 1$  and  $\gamma = 0$ .

<sup>3</sup> When determining the equivalent load for a ball bearing of this angular geometry tapered roller bearings of a design having "one to four" or "four to four," this procedure is not applicable.

<sup>4</sup> When calculating the equivalent load for a ball bearing of this or roller bearings, use the equivalent load bearing factor  $K_1$  in the equation.

<sup>5</sup> Double-row bearings are permitted in the equations.

<sup>6</sup> Dimensional quantities are given in millimeters.

<sup>7</sup> For  $\alpha = 0$ ,  $F_{1000}$  and  $\epsilon = 1$ .

# LAMPIRAN 6

## BEBAN DINAMIS ( C ) BEARING

Bearing selection data for single-row, deep-groove, Conrad-type ball bearings

A. Series 6200

Bearing number	Nominal bearing dimensions							Preferred shoulder diameter		Bearing weight	Basic static load rating, $C_0$	Basic dynamic load rating, $C$
	$d$		$D$		$B$		$r^a$	Shaft	Housing			
	mm	in	mm	in	mm	in	in	in	in	lb	lb	
6200	10	0.3937	30	1.1811	9	0.3543	0.024	0.500	0.984	0.07	520	885
6201	12	0.4724	32	1.2598	10	0.3937	0.024	0.578	1.063	0.08	675	1180
6202	15	0.5906	35	1.3780	11	0.4331	0.024	0.703	1.181	0.10	790	1320
6203	17	0.6693	40	1.5748	12	0.4724	0.024	0.787	1.380	0.14	1010	1660
6204	20	0.7874	47	1.8504	14	0.5512	0.039	0.969	1.614	0.23	1400	2210
6205	25	0.9843	52	2.0472	15	0.5906	0.039	1.172	1.811	0.29	1610	2430
6206	30	1.1811	62	2.4409	16	0.6299	0.039	1.406	2.205	0.44	2320	3350
6207	35	1.3780	72	2.8346	17	0.6693	0.039	1.614	2.559	0.64	3150	4450
6208	40	1.5748	80	3.1496	18	0.7087	0.039	1.811	2.874	0.82	3650	5050
6209	45	1.7717	85	3.3465	19	0.7480	0.039	2.008	3.071	0.89	4150	5650
6210	50	1.9685	90	3.5433	20	0.7874	0.039	2.205	3.268	1.02	4650	6050
6211	55	2.1654	100	3.9370	21	0.8268	0.059	2.441	3.602	1.36	5850	7500
6212	60	2.3622	110	4.3307	22	0.8661	0.059	2.717	3.996	1.73	7250	9050
6213	65	2.5591	120	4.7244	23	0.9055	0.059	2.913	4.390	2.18	8000	9900
6214	70	2.7559	125	4.9213	24	0.9449	0.059	3.110	4.587	2.31	8800	10800
6215	75	2.9528	130	5.1181	25	0.9843	0.059	3.307	4.783	2.64	9700	11400
6216	80	3.1496	140	5.5118	26	1.0236	0.079	3.504	5.118	3.09	10500	12600
6217	85	3.3465	150	5.9055	28	1.1024	0.079	3.740	5.512	3.97	12300	12600
6218	90	3.5433	160	6.2992	30	1.1811	0.079	3.937	5.906	4.74	14200	15600
6219	95	3.7402	170	6.6929	32	1.2598	0.079	4.213	6.220	5.73	16300	18800
6220	100	3.9370	180	7.0866	34	1.3386	0.079	4.409	6.614	6.94	18600	21100
6221	105	4.1339	190	7.4803	36	1.4173	0.079	4.606	7.008	8.15	20900	22000
6222	110	4.3307	200	7.8740	38	1.4961	0.079	4.803	7.402	9.59	23400	25900
6224	120	4.7244	215	8.4646	40	1.5748	0.079	5.197	7.992	11.4	26200	26900



## LAMPIRAN 7

### TABEL BALL BEARING SERVICE FACTOR (Fs)

Ball bearing service factors,  $F_s$

Type of Service	Multiply Calculated Load by Following Factors	
	Ball Bearings	Roller Bearings
Uniform and steady load _____	1.0	1.0
Light shock load _____	1.5	1.3
Moderate shock load _____	2.0	1.5
Heavy shock load _____	2.5	1.7
Extreme and indeterminate shock load _____	3.0	2.0

Table 7-7 Dimensions of square and flat taper stock keys (dimensions in inches, [see Figure 7-7d])

Shaft Diameter (inclusive)	Square Type		Flat Type		Tolerance		Stock Length, L		
	Maximum Width, W	Height at Large End, H*	Maximum Width, W	Height at Large End, H*	On Width	On Height	Minimum	Maximum	Advancing by increments of
1/2 - 9/16	1/8	1/8	1/8	3/32	-0.0020	+0.0020	1/2	2	1/4
5/8 - 7/8	3/16	3/16	3/16	1/8	-0.0020	+0.0020	3/4	3	3/8
15/16 - 1 1/4	1/4	1/4	1/4	3/16	-0.0020	+0.0020	1	4	1/2
1 5/16 - 1 3/8	5/16	5/16	5/16	1/4	-0.0020	+0.0020	1 1/4	5 1/4	5/8
1 7/16 - 1 3/4	3/8	3/8	3/8	1/4	-0.0020	+0.0020	1 1/2	6	3/4
1 13/16 - 2 1/4	1/2	1/2	1/2	3/8	-0.0025	+0.0025	2	8	1
2 5/16 - 2 3/4	5/8	5/8	5/8	7/16	-0.0025	+0.0025	2 1/2	10	1 1/4
2 7/8 - 3 1/4	3/4	3/4	3/4	1/2	-0.0025	+0.0025	3	12	1 1/2
3 3/8 - 3 3/4	7/8	7/8	7/8	5/8	-0.0030	+0.0030	3 1/2	14	1 3/4
3 7/8 - 4 1/2	1	1	1	3/4	-0.0030	+0.0030	4	16	2
4 3/4 - 5 1/2	1 1/4	1 1/4	1 1/4	7/8	-0.0030	+0.0030	5	20	2 1/2
5 3/4 - 6	1 1/2	1 1/2	1 1/2	1	-0.0030	+0.0030	6	24	3

SOURCE: ASME ANSI Standard B7.1 - 1967.

\*This height of the key is measured at the distance W, equal to the width of the key, from the large end.

\*4 1/2 in. length instead of 4 1/8 in.