

35907 / H / 09



**ITS**  
Institut  
Teknologi  
Sepuluh Nopember

RSM  
621.815  
Kus

P-1  
2009

**TUGAS AKHIR - RM 0502**

**PERENCANAAN ULANG PERALATAN  
PROSES PRODUKSI GENTENG  
DENGAN KAPASITAS  
3000 GENTENG / JAM**

**SUHENDRA KUSUMA**  
NRP.2106 030 004

**Dosen Pembimbing**  
Ir. EDDY WIDIYONO, MSc.

**PROGRAM STUDI DIPLOMA III  
JURUSAN TEKNIK MESIN  
Fakultas Teknologi Industri  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember  
Surabaya 2009**

PERPUSTAKAAN ITS Institut Teknologi Sepuluh Nopember	
Tgl. Terima	11 - 8 - 2009
Terima Dari	H
No. Agenda Prp.	1290



**ITS**  
Institut  
Teknologi  
Sepuluh Nopember

**FINAL PROJECT - RM 0502**

**PLANNING REPEAT EQUIPMENTS OF PRODUCTION  
PROCESS TILE WITH CAPACITIES  
3000 TILE/HOUR**

**SUHENDRA KUSUMA  
NRP.2106 030 004**

**Advisor  
Ir. EDDY WIDIYONO, MSc.**

**DIPLOMA III MECHANICAL ENGINEERING  
DEPARTMENT  
Faculty of Industrial Technology  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember  
Surabaya 2009**

# LEMBAR PENGESAHAN

## PERENCANAAN ULANG PERALATAN PROSES PRODUKSI GENTENG DENGAN KAPASITAS 3000 GENTENG / JAM

### TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat  
Memperoleh Gelar Ahli Madya  
Pada  
Bidang Studi Teknik Produksi  
Program Studi DIII Teknik Mesin  
Fakultas Teknologi Industri  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh :

**SUHENDRA KUSUMA**

**NRP. 2106 030 004**

Disetujui oleh Pembimbing Tugas Akhir :

**1. Ir. Eddy Widiyono, MSc..... ( Pembimbing )**



**SURABAYA  
AGUSTUS, 2009**



# PERENCANAAN ULANG PERALATAN PROSES PRODUKSI GENTENG DENGAN KAPASITAS 3000 GENTENG / JAM

Nama Mahasiswa : Suhendra Kusuma  
NRP : 2106 030 004  
Jurusan : D3 Teknik Mesin FTI-ITS  
Dosen Pembimbing : Ir. Eddy Widiyono, MSc

## Abstrak

*Kebutuhan akan permintaan genteng yang berkualitas dan desain mesin-mesin produksi sangat diperlukan oleh perusahaan Genteng. Untuk meningkatkan kualitas produksinya maka diperlukan desain perencanaan mesin-mesin produksi genteng terutama pada mesin pencampur yang perlu adanya perbaikan pada screw dengan menggunakan dua screw conveyor jenis paddle flight yang berfungsi sebagai pembawa sekaligus pencampur maka pencampuran bahan akan lebih merata.*

*Dengan mengetahui kebutuhan alat produksi genteng yang lebih baik, maka kita dapat mendesain, merencanakan dan menghitung seberapa besar daya yang dibutuhkan untuk menggerakkan komponen seperti : belt, pulley, roda gigi, screw conveyor, poros, dan dapat menentukan kapasitas mesin –mesin produksi genteng.*

*Hasil dari perencanaan dan perhitungan, didapat alat-alat produksi, antara lain seperti : Mesin box feeder, dengan kapasitas 10,5 ton/jam, daya 0,5 Hp dan putaran 0,8 rpm; Mesin pencampur, dengan kapasitas 10,5 ton/jam, daya 0,25 Hp dan putaran 120 rpm; Mesin vacuum extruder, dengan kapasitas 10,5 ton/jam, daya 0,33 Hp dan putaran 25 rpm; Mesin pencetak, dengan kapasitas 10,5 ton/jam (3000 genteng/jam) daya 0,5 Hp dan putaran 27 rpm.*



## PLANNING REPEAT EQUIPMENTS OF PRODUCTION PROCESS TILE WITH CAPACITIES 3000 TILE / HOUR

**Name** : SUHENDRA KUSUMA  
**NRP** : 2106 030 004  
**Departement** : D3 Teknik Mesin FTI-ITS  
**Advisor** : Ir. Eddy Widiyono, MSc

### Abstract

*Requirement of request of tile which will with quality and machines design produce very needed by company of Tile. To increase the quality of its production hence needed design planning of machines produce tile especially mixing machine which need the existence of repair at screw by using two type conveyor screw of paddle functioning flight as carrier at the same time mix hence mixing of materials will be more flatten.*

*Given the requirement of appliance produce better tile, hence we earn design, planning and calculating energy required to move component like : belt, pulley, gear, conveyor screw, axis, and can determine machine capacities - machine produce tile.*

*Result of from calculation and planning, got production appliances, for example like : machine of Box feeder, with capacities 10,5 ton /hour, power 8,5 Hp and rotation 12 rpm; mixing machine, with capacities 10,5 ton /hour, power 0,25 Hp and rotation 120 rpm; machine of Vacuum extruder, with capacities 10,5 ton /hour, power 0,33 Hp and rotation 25 rpm; press machine, with capacities 10,5 ton /hour ( 3000 tile /hour) power 0,5 Hp and rotation 27 rpm.*

## KATA PENGANTAR

Alhamdulillah, segala puji bagi Allah SWT yang telah memberikan karunia, rahmat dan hidayah-Nya sehingga penulis dapat menyelesaikan Tugas Akhir ini. Sholawat serta salam kami panjatkan kepada Rasulullah Muhammad SAW.

Tugas Akhir ini merupakan salah satu persyaratan akademis yang wajib diselesaikan oleh setiap mahasiswa Program Studi Diploma III, untuk mendapatkan gelar Ahli Madya pada jurusan D-3 Teknik Mesin FTI – ITS.

Banyak pihak yang turut membantu dalam penyusunan tugas akhir ini, oleh karena itu pada kesempatan ini disampaikan terima kasih kepada :

1. Bapak Ir. Eddy Widiyono, MSc. selaku dosen pembimbing yang telah banyak membantu penulisan laporan Tugas Akhir ini, sehingga Tugas Akhir ini dapat terselesaikan.
2. Bapak Ir. Suhariyanto, MSc. selaku Koordinator Program Studi D III Teknik Mesin FTI – ITS.
3. Bapak Dr.Ir. Bambang Sampurno, MT, selaku Koordinator Tugas Akhir Program Studi D III Teknik Mesin FTI – ITS.
4. Bapak Ir. Subowo, MSc. selaku dosen wali.
5. Bapak Sukar selaku pembimbing lapangan di PT. BISMA.
6. Semua dosen dan karyawan Program Studi D III Teknik Mesin FTI – ITS.
7. Ibu dan Bapakku tercinta, adikku tersayang yang telah memberikan dorongan moril, materiil, dan spiritual kepada penulis.
8. Rekan-rekan seperjuangan D III Teknik Mesin FTI-ITS, terutama 2K6 terima kasih atas bantuan dan semangat yang telah diberikan.”SEMANGAT REK!!!”
9. Dan semua pihak yang telah membantu terselesaikannya laporan Tugas Akhir ini, kami mengucapkan banyak terima kasih.

Akhirnya semoga laporan Tugas Akhir ini dapat bermanfaat untuk sekarang dan masa yang akan datang. Penulis menyadari bahwa dalam penulisan laporan ini masih banyak terdapat kekurangan, sehingga saran dan kritik yang membangun mampu menyempurnakan penulisan laporan dimasa yang akan datang.

Surabaya, Agustus 2009

Banyak pihak yang turut membantu dalam penyelesaian tugas akhir ini, oleh karena itu pada kesempatan ini disampaikan terima kasih kepada:

1. Bapak Ir. Eddy Widayono, MSc, selaku dosen pembimbing yang telah banyak membantu penulisan laporan Tugas Akhir ini, sehingga Tugas Akhir ini dapat terselesaikan.
2. Bapak Ir. Subariyanto, MSc, selaku Koordinator Program Studi D III Teknik Mesin FTI - ITS
3. Bapak Dr. Bambang Sanjuro, Mf, selaku Koordinator Tugas Akhir Program Studi D III Teknik Mesin FTI - ITS.
4. Bapak Ir. Subowo, MSc, selaku dosen wali.
5. Bapak Sukar selaku pembimbing lapangan di PT. BISMAL.
6. Semua dosen dan karyawan Program Studi D III Teknik Mesin FTI - ITS.
7. Ibu dan Bapakku tercinta, adiknya tersayang yang telah memberikan dorongan moril, materil, dan spiritual kepada penulis.
8. Rekan-rekan seperjuangan D III Teknik Mesin FTI-ITS, terutama UK6 terima kasih atas bantuan dan semangat yang telah diberikan. "SEMANGAT REK!!!"
9. Dan semua pihak yang telah membantu terselesainya laporan Tugas Akhir ini, kami mengucapkan banyak terima kasih.



## DAFTAR ISI

Judul .....	
Abstrak .....	i
Abstract .....	ii
Lembar Pengesahan .....	iii
Kata Pengantar .....	v
Daftar Isi .....	iv
Daftar Gambar .....	ix
Bab I Pendahuluan.....	1
1.1 Latar belakang .....	1
1.2 Perumusan masalah .....	1
1.3 Batasan masalah.....	2
1.4 Tujuan.....	2
1.5 Sistematika penulisan .....	3
Bab II Tinjauan Pustaka.....	5
2.1 Proses Produksi Genteng .....	5
2.1.1 Bahan Baku.....	5
2.1.2 Proses Produksi.....	6
2.2 Mesin-mesin Produksi Genteng .....	9
2.2.1 Mesin <i>Box Feeder</i> .....	9
2.2.2 Mesin Pencampur Bahan .....	10
2.2.3 Mesin <i>Vacuum Extruder</i> .....	12
2.1.1 Mesin Pencetak .....	13
2.3 Dasar Teori Perencanaan Mesin-mesin Produksi.....	15
2.3.1 Perencanaan Rantai (chain) .....	15
2.3.2 Perencanaan Pulley dan Belt.....	18
2.3.3 Perencanaan Roda Gigi.....	25
2.3.4 Perencanaan <i>Screw Conveyor</i> .....	32
2.3.5 Perencanaan Poros .....	34
2.3.6 Perencanaan Bantalan .....	36
2.3.7 Perencanaan Pasak.....	38
Bab III Metodologi.....	35
3.1 Diagram Alir Tugas Akhir.....	41
3.2 Diagram Alir Perencanaan Mesin Produksi.....	43

3.2.1 Mesin <i>Box Feeder</i> .....	43
3.2.2 Mesin Pencampur Bahan .....	68
3.2.3 Mesin <i>Vacuum Extruder</i> .....	47
3.1.1 Mesin Pencetak .....	49
<b>Bab IV Perencanaan dan Perhitungan</b> .....	<b>51</b>
4.1 Mesin <i>Box Feeder</i> .....	51
4.2 Mesin Pencampur Bahan .....	69
4.3 Mesin <i>Vacuum Extruder</i> .....	95
4.4 Mesin Pencetak .....	121
<b>Bab V Kesimpulan</b> .....	<b>143</b>
5.1 Mesin <i>Box Feeder</i> .....	143
5.2 Mesin Pencampur Bahan .....	143
5.3 Mesin <i>Vacuum Extruder</i> .....	144
5.4 Mesin Pencetak .....	144
<b>Daftar pustaka</b> .....	<b>145</b>
<b>Lampiran</b> .....	<b>145</b>
Bab II Lampiran Pustaka .....	145
2.1 Proses Produksi Genteng .....	145
2.1.1 Bahan Baku .....	145
2.1.2 Proses Produksi .....	145
2.2 Mesin-mesin Produksi Genteng .....	145
2.2.1 Mesin <i>Box Feeder</i> .....	145
2.2.2 Mesin Pencampur Bahan .....	145
2.2.3 Mesin <i>Vacuum Extruder</i> .....	145
2.2.4 Mesin Pencetak .....	145
2.3 Dasar Teori Perencanaan Mesin-mesin Produksi .....	145
2.3.1 Perencanaan Rantai (chain) .....	145
2.3.2 Perencanaan Pulley dan Belt .....	145
2.3.3 Perencanaan Roda Gigi .....	145
2.3.4 Perencanaan Screw Conveyor .....	145
2.3.5 Perencanaan Poros .....	145
2.3.6 Perencanaan Bantalan .....	145
2.3.7 Perencanaan Pasak .....	145
Bab III Metodologi .....	145
3.1 Diagram Alir Tugas Akhir .....	145
3.2 Diagram Alir Perencanaan Mesin Produksi .....	145

## DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1 Diagram alir produksi genteng.....	8
Gambar 2.2 Mesin <i>Box Feeder</i> .....	9
Gambar 2.3 Mesin Pencampur (Mix) .....	10
Gambar 2.4 Mesin <i>vaccum extruder</i> .....	12
Gambar 2.5 Gambar Mesin Pencetak .....	14
Gambar 2.6 <i>Roller chain</i> .....	15
Gambar 2.7 <i>Sprocket</i> setelah berputar $\gamma/2$ .....	17
Gambar 2.8 Ukuran-ukuran pada belt dan pulley .....	20
Gambar 2.9 Gaya tarik pada belt .....	21
Gambar 2.10 Dimensi Pulley .....	24
Gambar 2.11 Sudut Kontak .....	24
Gambar 2.12 Dimensi Spur Gear .....	25
Gambar 2.13 Tipe screw conveyor .....	32
Gambar 2.14 Bantalan Gelinding .....	36
Gambar 2.15 Pasak Pada Sebuah Poros .....	38
Gambar 2.16 Gaya-gaya yang bekerja pada pasak .....	38
Gambar 3.1 Diagram alir perencanaan Tugas Akhir .....	41
Gambar 3.2 Diagram alir perencanaan mesin <i>Box Feeder</i> .....	43
Gambar 3.3 Mesin <i>Box Feeder</i> beserta ukuran .....	44
Gambar 3.4 Pulley Penggerak .....	44
Gambar 3.5 Diagram alir perencanaan mesin pencampur .....	45
Gambar 3.6 Mesin pencampur (Mix) beserta ukurannya .....	46
Gambar 3.7 Diagram alir perencanaan mesin <i>Vacuum Extruder</i> ...	47
Gambar 3.8 Mesin <i>Vacuum extruder</i> beserta ukurannya .....	48
Gambar 3.9 Diagram alir perencanaan mesin Pencetak .....	49
Gambar 3.10 Mesin Pencetak beserta ukuran .....	50
Gambar 4.1 Dimensi <i>Box</i> untuk tanah liat, pasir dan hasil penumpukanya .....	51
Gambar 4.2 Dimensi penumpukan raw material .....	52
Gambar 4.3 <i>Roller Chain</i> .....	54
Gambar 4.4 Pulley penggerak .....	57
Gambar 4.5 Distribusi gaya pada poros mesin <i>Box Feeder</i> .....	58



Gambar 4.6 Dimensi Bantalan.....	65
Gambar 4.7 Dimensi Pasak.....	67
Gambar 4.8 Gaya-gaya yang bekerja pada pasak.....	68
Gambar 4.9 Srew Conveyors Paddle Flight.....	69
Gambar 4.10 Pulley dan Belt.....	72
Gambar 4.11 Dimensi belt.....	72
Gambar 4.12 Dimensi Pulley.....	75
Gambar 4.13 Sudut Kontak.....	77
Gambar 4.14 Dimensi Spur Gear.....	78
Gambar 4.15 Gaya-gaya pada Spur Gear.....	80
Gambar 4.16 Poros Mesin Pencampur.....	84
Gambar 4.17 Distribusi gaya pada poros mesin Pencampur.....	85
Gambar 4.18 Dimensi Bantalan.....	92
Gambar 4.19 Dimensi Pasak.....	93
Gambar 4.20 Gaya-Gaya yang bekerja pada pasak.....	94
Gambar 4.21 Screw Conveyors Paddle Flight.....	95
Gambar 4.22 Pulley dan Belt.....	97
Gambar 4.23 Dimensi belt.....	98
Gambar 4.24 Dimensi Pulley.....	101
Gambar 4.25 Sudut Kontak.....	102
Gambar 4.26 Dimensi Spur Gear.....	104
Gambar 4.27 Gaya-gaya pada Spur Gear.....	105
Gambar 4.28 Poros mesin vacuum extruder.....	109
Gambar 4.29 Distribusi gaya pada poros mesin Vacuum extruder.....	110
Gambar 4.30 Dimensi Bantalan.....	117
Gambar 4.31 Dimensi Pasak.....	119
Gambar 4.32 Gaya-gaya yang bekerja pada pasak.....	120
Gambar 4.33 Dudukan cetakan pada mesin pencetak.....	121
Gambar 4.34 Bintang segienam, penggerak dudukan cetakan.....	121
Gambar 4.35 Pulley dan Belt.....	125
Gambar 4.36 Dimensi belt.....	126
Gambar 4.37 Dimensi Pulley.....	129
Gambar 4.38 Sudut Kontak.....	131
Gambar 4.39 Poros mesin pencetak.....	132
Gambar 4.40 Distribusi gaya pada poros mesin Pencetak.....	133

Gambar 4.41 Dimensi Bantalan .....	139
Gambar 4.42 Dimensi Pasak .....	141
Gambar 4.43 Poros mesin pencetak .....	142

# BAB I

## PENDAHULUAN

### 1.1 Latar Belakang

Dalam perkembangan Ilmu Pengetahuan dan Teknologi saat ini, kita telah banyak mengenal berbagai macam mesin, baik dalam industri kecil maupun industri besar. Dalam industri genteng misalnya, mesin *Box Feeder*, mesin pencampur, mesin *vacuum extruder* dan mesin pencetak (*press*) adalah mesin-mesin terkait proses produksi ini.

Sekarang banyak sekali kita jumpai mesin pencetak genteng maupun mesin pencampur yang membantu kelancaran produksi genteng. Pada umumnya mesin-mesin ini sudah cukup baik, akan tetapi ada sedikit kekurangan yang harus di perbaiki untuk mendapatkan hasil genteng yang berkualitas. Kekurangan tersebut adalah penumpukan laju produksi genteng saat akan memasuki mesin pencetak (*press*). Hal ini terjadi karena peletakan lempengan tanah liat belum tepat saat akan di *press*, sehingga faktor kegagalan saat mencetak lebih besar. Hal ini akan berimbas pada kapasitas produksi genteng tiap jam-nya.

Dalam Tugas Akhir ini akan direncanakan dan dihitung ulang peralatan-peralatan proses produksi genteng, sehingga kekurangan-kekurangan yang timbul dalam proses produksi dapat dicari solusinya.

### 1.2 Perumusan Masalah

Permasalahan yang diangkat dalam Tugas Akhir ini adalah :  
Perencanaan dan perhitungan ulang peralatan proses produksi genteng dengan kapasitas 3000 Genteng per jam.



### 1.3 Batasan Masalah

Dalam penulisan Tugas Akhir ini terdapat beberapa pembatasan masalah yaitu:

- a. Tidak menganalisa dan menghitung proses pembakaran genteng.
- b. Tidak menganalisa dan menghitung sifat fisis tanah seperti : kepadatan, permeabilitas.
- c. Tidak menghitung proses vacuum pada mesin *vacuum extruder*
- d. Tidak menghitung beban merata pada kerangka mesin.
- e. Tidak menghitung kekuatan las.
- f. Tidak menghitung sistem pneumatik pada mesin pencetak (press).

### 1.4 Tujuan

Tujuan dari perencanaan dan perhitungan peralatan proses produksi genteng ini adalah :

- a. Merencanakan dan menghitung ulang mesin – mesin yang terkait dengan proses produksi genteng, dengan kapasitas 3000 genteng/ jam.
- b. Mengetahui bagaimana merencanakan alat yang tepat untuk digunakan dalam proses produksi genteng .
- c. Didapatkan analisa dan perhitungan yang tepat sehingga mempunyai nilai efisiensi yang cukup tinggi dalam merencanakan mesin-mesin terkait proses produksi genteng.
- d. Pemanfaatan langsung ilmu yang diperoleh selama kuliah dalam menyelesaikan masalah yang timbul di lapangan langsung.

## 1.5 Sistematika Penulisan

Sistematika penulisan Tugas Akhir ini adalah sebagai berikut :

### BAB 1 PENDAHULUAN

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

### BAB 2 TINJAUAN PUSTAKA

#### 2.1 Proses Pembuatan Genteng

Memuat tentang pencampuran bahan, alat dan bahan, serta proses pembuatan genteng.

#### 2.2 Mesin-mesin Produksi Genteng

Memuat tentang teori-teori yang dapat dianggap mendukung dalam perencanaan peralatan produksi.

#### 2.3 Dasar Teori Perencanaan Mesin Produksi.

Memuat beberapa teori penunjang yang mendukung dalam pembuatan dan perhitungan

### BAB 3 METODOLOGI

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

### BAB 4 HASIL DAN PEMBAHASAN

Dalam bab ini berisikan perhitungan gaya dan daya yang dibutuhkan pada mesin *Box Feeder*, mesin pencampur, mesin *Vacuum Extruder* dan mesin Pencetak (Press). perhitungan gaya komponen penunjang mesin produksi genteng serta dapat menggerakkan mesin (tidak memindahkan mesin ).



## BAB 5 KESIMPULAN DAN SARAN

Dalam bab ini berisikan rangkuman dari hasil perhitungan mesin terkait produksi genteng dan saran yang bisa diambil dari Tugas Akhir ini.

## DAFTAR PUSTAKA

## LAMPIRAN

### BAB 2 TINJAUAN PUSTAKA

- 2.1. Proses Pembuatan Genteng  
Memuat tentang pencampuran bahan, alat dan bahan, serta proses pembuatan genteng.
- 2.2. Mesin-mesin Produksi Genteng  
Memuat tentang teori-teori yang dapat digunakan mendukung dalam perencanaan peralatan produksi.
- 2.3. Dasar Teori Perencanaan Mesin Produksi  
Memuat beberapa teori penunjang yang mendukung dalam pembuatan dan perhitungan

### BAB 3 METODOLOGI

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

### BAB 4 HASIL DAN PEMBAHASAN

Dalam bab ini berisikan perhitungan gaya dan daya yang dibutuhkan pada mesin Box Feeder, mesin pencampur, mesin kocaman Kruwiter dan mesin Pencetak (Press). Perhitungan gaya komponen penunjang mesin produksi genteng serta dapat menggerakkan mesin (tidak meniadakan mesin).





## BAB II

### TINJAUAN PUSTAKA

#### 2.1 Proses Produksi Genteng

##### 2.1.1 Bahan Baku

- Tanah liat

Tanah liat yang baik adalah tanah yang memiliki plastisitas yang tinggi. Faktor yang menentukan plastisitas tanah adalah ukuran butiran, kadar air dan kevacum-an. Plastisitas tanah tinggi maka tanah tersebut mempunyai susut yang tinggi pula.

- Pasir

Fungsi utama dari pasir adalah untuk mengendalikan susut pada saat pengeringan, selain itu juga sebagai bahan pengisi. Dalam pembuatan genteng dibutuhkan pasir yang benar-benar halus.

- Bahan Baku Penunjang.

Bahan baku penunjang untuk pembuatan genteng hanya terdapat satu jenis yaitu: Barium Carbonat ( $\text{Ba}_2\text{CO}_3$ ). Kegunaan dari Barium Carbonat ini adalah untuk mengurangi kadar garam dalam tanah yaitu  $\text{Na}_2\text{SO}_4$  yang mencapai kurang lebih 0,25%. Sehingga genteng yang dihasilkan tidak terjadi *discolour* yaitu perubahan warna genteng yang sesungguhnya menjadi bintik-bintik putih dan berpengaruh pada penjualan.

### 2.1.2 Proses Produksi

Terdapat 4 tahapan proses dalam memproduksi genteng. Keempat tahapan tersebut adalah sebagai berikut :

#### a. Tahap Pengolahan Bahan Baku

- Di tempat persediaan bahan baku, tanah liat di basahi menggunakan air hingga berbentuk lumpur kemudian didiamkan selama 3 hari hingga mengeras kembali. Hal ini dimaksudkan agar kadar asam dalam tanah liat turun.
- Pasir diayak terlebih dahulu, hal ini dilakukan karena pasir yang digunakan harus benar-benar halus dan terpisah dari kerikil.
- Setelah bahan baku siap, keduanya dimasukkan ke dalam mesin *Box Feeder* dengan presentase tanah liat 75%-80% dan pasir 20%-25%.
- Dengan menggunakan *conveyor belt* bahan baku tersebut dibawa ke mesin pencampuran dengan tujuan agar campuran antara tanah liat dan pasir tersebut tercampur hingga homogen.
- Setelah itu campuran bahan baku tersebut ditransportasikan dengan menggunakan *conveyor belt* untuk dibawa ke mesin *vaccum extruder*. Pada mesin *vaccum extruder* ini bahan baku tersebut sudah menjadi lebih halus lagi, pasir-pasir sudah berukuran sangat halus dan terjadi proses *plastis molding* yaitu kadar air menjadi 20%.

- Dibawah mesin *vaccum extruder* terdapat mesin penghalus ( Fine Roller Mill ) campuran bahan baku tersebut dicetak dalam bentuk balok-balok. Mesin tersebut dihubungkan dengan *vaccum* dengan tujuan untuk membuat *plastis* hasil cetakan balok tersebut agar mudah dipres, selain untuk mengurangi atau menghilangkan gelembung udara yang mengakibatkan letusan-letusan kecil yang terjadi pada proses pembakaran.

b. Tahap Pencetakan

- Tahap pembentukan ini menggunakan mesin pencetak (pres). Mesin pencetakan genteng terdiri dari 6 cetakan, yang berputar pada porosnya.

c. Tahap Pengeringan

- Sistem pengeringan genteng ini dilakukan di suatu ruangan yang mempunyai vent (kipas) yang berada diatas ruangan. Kipas ini dapat berputar dua arah putaran, sehingga dapat menggerakkan udara kekiri dan kekanan sesuai yang dikehedaki. Temperature ruangan  $35^{\circ}\text{C} - 40^{\circ}\text{C}$ .

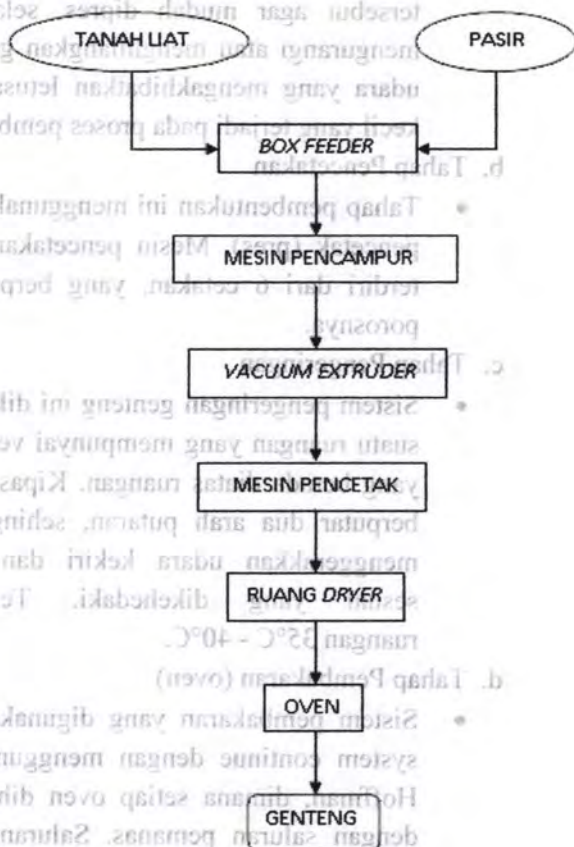
d. Tahap Pembakaran (oven)

- Sistem pembakaran yang digunakan adalah system continue dengan menggunakan alat Hoffman, dimana setiap oven dihubungkan dengan saluran pemanas. Saluran pemanas tersebut terdapat kran yang dapat dibuka dan ditutup dengan tujuan untuk menentukan bagian mana yang akan digunakan.



- Sistem pengovenan menggunakan minyak residu. Dalam sekali pembakaran menghabiskan sekitar 2500 liter.

Berikut diagram alir (flowchart) produksi genteng :



**Gambar 2.1** Diagram alir produksi genteng

## 2.2 Mesin-mesin Produksi Genteng

### 2.2.1 Mesin *Box Feeder*

Pada bagian ini tanah liat dan pasir dimasukkan untuk di campur, di mesin ini dapat diatur komposisi tanah liat dan pasir.



Gambar 2.2 Mesin *Box Feeder*

Bagian-bagian dari mesin *Box Feeder* ini, antara lain :

- Motor penggerak  
Bagian yang menggerakkan seluruh mekanisme yang ada. Motor penggerak tersebut berupa motor listrik.
- Rantai  
Rantai atau *chain* merupakan salah satu elemen mesin yang berfungsi untuk mentransmisikan daya
- Poros  
Digunakan untuk mentransmisikan daya dan putaran dari motor listrik ke pulley penggerak belt.

- **Bantalan**  
Bantalan digunakan untuk menumpu poros berbeban, sehingga putaran atau gerakan bolak-baliknya dapat berlangsung secara halus, aman dan berumur panjang.
- **Pasak**  
Pasak digunakan untuk penyambungan yang dapat dilepas, yang berfungsi untuk menjaga hubungan putaran relatif antara poros dari mesin dengan peralatan mesin yang lain, seperti : roda gigi, *pulley*, sprocket dan sebagainya.

### 2.2.2 Mesin pencampur

Pada bagian ini campuran tanah dan pasir lebih homogen, pasir sudah tidak terlihat lagi di permukaan tanah liat. Pada mesin ini digunakan screw conveyor jenis paddle-flight. Alasan digunakan paddle-flight adalah karena bentuk dari screw jenis ini yang memungkinkan material ikut berputar dan tercampur seiring putaran screw.



Gambar 2.3 Mesin Pencampur (Mixing )



Bagian-bagian dari mesin pencampur ini, antara lain :

- **Motor penggerak**  
Bagian yang menggerakkan seluruh mekanisme yang ada. Motor penggerak tersebut berupa motor listrik.
- **Belt dan Pulley**  
Digunakan untuk mentransmisikan daya dan putaran dari motor listrik ke poros. Terdiri dari belt (sabuk) dan Pulley (Pulley penggerak dan Pulley yang digerakkan).
- **Roda gigi lurus**  
Digunakan untuk mentransmisikan daya dan gerak berputar pada dua poros yang parallel. Pinion yang merupakan roda gigi penggerak dan Gear sebagai roda gigi yang digerakkan.
- **Screw**  
Digunakan untuk mencampur material sekaligus memindahkan material.
- **Poros**  
Digunakan untuk mentransmisikan daya dan putaran dari motor listrik ke *screw*.
- **Bantalan**  
Bantalan digunakan untuk menumpu poros berbeban, sehingga putaran atau gerakan bolak-baliknya dapat berlangsung secara halus, aman dan berumur panjang.
- **Pasak**  
Pasak digunakan untuk penyambungan yang dapat dilepas, yang berfungsi untuk menjaga hubungan putaran relatif antara poros dari mesin dengan peralatan mesin yang lain, seperti : roda gigi, *pulley*, sprocket dan sebagainya.

### 2.2.3 Mesin vaccum ekstruder

Di atas mesin vaccum ekstruder dan di bawah mesin Fine Roller Mill. Mesin vaccum ekstruder berfungsi sebagai penyerap kadar air. Mesin Fine Roller Mill berfungsi sebagai pengepres tanah liat juga memotong.



Gambar 2.4 Mesin vaccum ekstruder

Bagian-bagian dari mesin vaccum ekstruder dan mesin Fine Roller Mill ini, antara lain :

- **Motor penggerak**

Bagian yang menggerakkan seluruh mekanisme yang ada. Motor penggerak tersebut berupa motor listrik.

- **Belt dan Pulley**

Digunakan untuk mentransmisikan daya dan putaran dari motor listrik ke poros. Terdiri dari belt (sabuk) dan Pulley (Pulley penggerak dan Pulley yang digerakkan).

- **Screw**  
Digunakan untuk mencampur material sekaligus memindahkan material.
- **Poros**  
Digunakan untuk mentransmisikan daya dan putaran dari motor listrik ke *screw*.
- **Bantalan**  
Bantalan digunakan untuk menumpu poros berbeban, sehingga putaran atau gerakan bolak-baliknya dapat berlangsung secara halus, aman dan berumur panjang.
- **Pasak**  
Pasak digunakan untuk penyambungan yang dapat dilepas, yang berfungsi untuk menjaga hubungan putaran relatif antara poros dari mesin dengan peralatan mesin yang lain, seperti : roda gigi, *pulley*, sprocket dan sebagainya.

#### 2.2.4 Mesin pencetak

Mesin pencetak adalah merupakan suatu mesin yang berfungsi membentuk bahan/material sesuai dengan bentuk cetakan. pada bagian ini tanah liat yang berupa lembaran di cetak menjadi genteng.

Mesin pencetak adalah merupakan suatu mesin yang berfungsi membentuk bahan/material sesuai dengan bentuk cetakan. pada bagian ini tanah liat yang berupa lembaran di cetak menjadi genteng.

Mesin pencetak adalah merupakan suatu mesin yang berfungsi membentuk bahan/material sesuai dengan bentuk cetakan. pada bagian ini tanah liat yang berupa lembaran di cetak menjadi genteng.

Mesin pencetak adalah merupakan suatu mesin yang berfungsi membentuk bahan/material sesuai dengan bentuk cetakan. pada bagian ini tanah liat yang berupa lembaran di cetak menjadi genteng.





Gambar 2.5 Gambar Mesin Pencetak

Mesin pencetak adalah merupakan suatu mesin yang  
 Bagian-bagian dari mesin pencetak ini, antara lain :

- **Motor penggerak**  
 Bagian yang menggerakkan seluruh mekanisme yang ada. Motor penggerak tersebut berupa motor listrik.
- **Belt dan Pulley**  
 Digunakan untuk mentransmisikan daya dan putaran dari motor listrik ke poros. Terdiri dari belt (sabuk) dan Pulley (Pulley penggerak dan Pulley yang digerakkan).
- **Poros**  
 Digunakan untuk mentransmisikan daya dan putaran dari motor listrik ke screw.

- Bantalan

Bantalan digunakan untuk menumpu poros berbeban, sehingga putaran atau gerakan bolak-baliknya dapat berlangsung secara halus, aman dan berumur panjang.

- Pasak

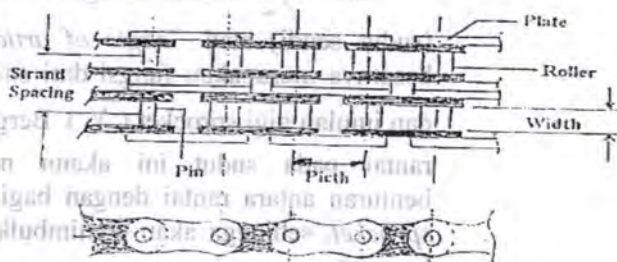
Pasak digunakan untuk penyambungan yang dapat dilepas, yang berfungsi untuk menjaga hubungan putaran relatif antara poros dari mesin dengan peralatan mesin yang lain, seperti : roda gigi, *pulley*, sprocket dan sebagainya.

## 2.3 Dasar Teori perencanaan mesin produksi

### 2.3.1 Perencanaan Rantai (chain)

#### Roller Chain

Jenis rantai yang paling banyak digunakan ialah *roller chain* (rantai dengan *roller*), elemen dalam *roller chain* adalah plat (*slide plate*), yang berfungsi sebagai penyambung antara rol – rolnya, *roller*, dan pin – rol dan cincin (*ring*). Susunan dari rantai ini dapat dibagi menjadi tiga, yaitu *single strand*, *triple strand*, dan *quadruple strand*.



Gambar 2.6 Roller chain

a. Mencari Diameter Sprocket

Bila *sprocket* bergerak atau berputar berlawanan dengan arah jarum jam, dimana  $p$  = pitch,  $\gamma$  = sudut pitch dan  $D$  = diameter sprocket, akan didapat

$$\sin \frac{\gamma}{2} = \frac{p/2}{D/2} \text{ atau } D = \frac{p}{\sin \gamma/2} \dots\dots(2.12)$$

(ref 2, hal 303)

$$\text{Dimana } \gamma = \frac{360}{N_s}$$

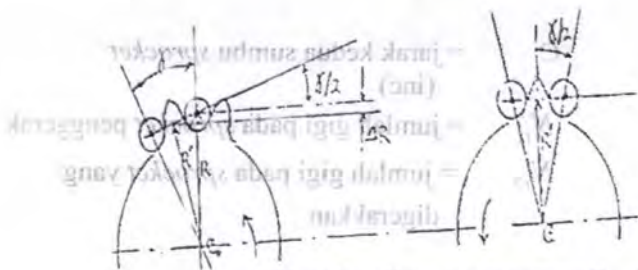
( $N_s$  = jumlah gigi sprocket)

Sehingga persamaan (2.4) menjadi :

$$D = \frac{p}{\sin \left( \frac{180}{N_s} \right)}$$

Sudut  $\gamma/2$  disebut sebagai sudut sambungan (sudut sendi) atau "*angle of articulation*" dan besarnya merupakan fungsi dari sudut pitch ( $\gamma$ ) dan jumlah gigi sprocket ( $N_s$ ). Bergeraknya mata rantai pada sudut ini akan mengakibatkan benturan antara rantai dengan bagian lekuk gigi *sprocket*, sehingga akan menimbulkan bunyi dan keausan.





2.3.2 Perencanaan Pulley dan Belt

Gambar 2.7 Sprocket setelah berputar  $\gamma/2$ 

## b. Mencari Kecepatan Rantai

Kecepatan rantai diartikan sebagai jumlah panjang (*feet*) yang masuk kedalam sprocket tiap satuan waktu (*min*), sehingga dapat dinyatakan sebagai berikut :

$$v = \frac{\pi \cdot D \cdot n}{12} = \frac{N_1 \cdot p \cdot n}{12}$$

[Elemen Mesin II, 2004 : 71]

Dimana :

 $N_1$  = jumlah gigi sprocket.

p = pitch (inc).

n = putaran sprocket (rpm)

D = diameter sprocket (inc)

v = kecepatan rantai (ft/min)

$$L = \frac{2 \cdot C}{p} + \frac{N_{i1} + N_{i2}}{2} + \frac{p(N_{i2} - N_{i1})^2}{4 \cdot \pi^2 \cdot C}$$

[Elemen Mesin II, 2004 : 77]

Dimana :

L = panjang rantai (inc)

p = jarak pitch (inc)

- $C$  = jarak kedua sumbu *sprocket*  
 (inc)  
 $N_{r1}$  = jumlah gigi pada *sprocket* penggerak  
 $N_{r2}$  = jumlah gigi pada *sprocket* yang  
 digerakkan

### 2.3.2 Perencanaan Pulley dan Belt

#### 1. Daya dan Momen Perencanaan

$$Pd = fc \cdot P$$

[Machine Elements – A Textbook, 1970]

Dimana :

$Pd$  : Daya Perencanaan

$fc$  : Faktor Koreksi

$P$  : Daya yang di transmisikan

$$T = 9,74 \cdot 10$$

[Machine Elements – A Textbook, 1970]

Dimana :

$T$  : Torsi

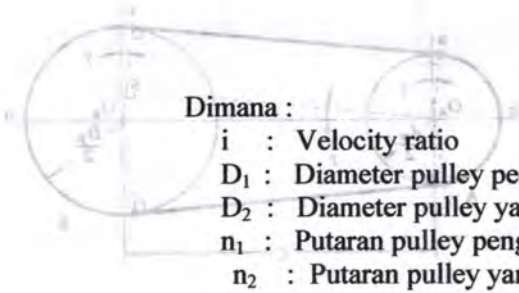
$Pd$  : Daya Perencanaan

$n$  : Putaran

#### 2. Perbandingan Putaran (i)

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

[Machine Elements – A Textbook, 1970 : 206]



Dimana :

- $i$  : Velocity ratio
- $D_1$  : Diameter pulley penggerak
- $D_2$  : Diameter pulley yang digerakkan
- $n_1$  : Putaran pulley penggerak
- $n_2$  : Putaran pulley yang digerakkan

### 3. Kecepatan Linier (V)

$$V = \frac{\pi \cdot d \cdot n}{60 \cdot 1000}$$

[Machine Elements – A Textbook, 1970 : 206]

Dimana :

- $n$  : Putaran Pulley
- $d$  : Diameter pulley

### 4. Panjang Belt (L)

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

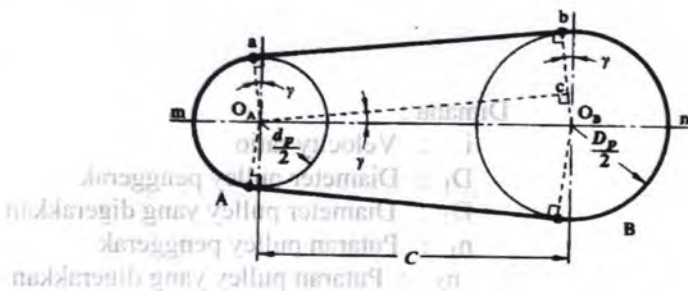
[Machine Elements – A Textbook, 1970 : 231]

Dimana :

- $C$  : Jarak Sumbu Poros
- $d_1$  : Diameter pulley penggerak (mm)
- $d_2$  : Diameter pulley yang digerakkan







Gambar 2.8 Ukuran-ukuran pada belt dan pulley

### 5. Gaya Tarik Efektif ( $F_e$ )

$$F_{\text{rated}} = \frac{102 \cdot Pd}{V}$$

[Machine Elements – A Textbook, 1970 : 241]

Dimana :

$Pd$  : Daya Perencanaan

$V$  : Kecepatan Linier

$$F_{\text{efektif}} = F_{\text{rated}} \cdot \beta$$

[Machine Elements – A Textbook, 1970]

Dimana :

$F_{\text{rated}}$  : Gaya Rata-rata

$d_1$  : Overload Faktor

$$\frac{F}{F} = e^{f\alpha}$$

[Machine Elements – A Textbook, 1970]



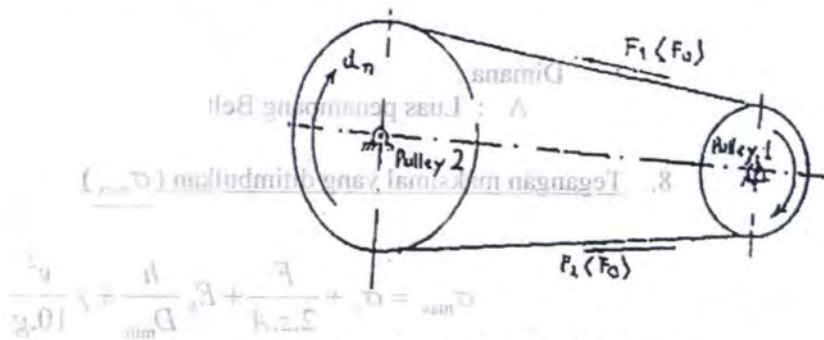
Dimana :  $e^{f\alpha}$

$F_1$  : Gaya Tarik pada sisi kencang

$F_2$  : Gaya Tarik pada sisi kendur

$e^{f\alpha}$  Mempunyai nilai = 3

[Machine Elements - A Textbook, 1970 : 237]



Gambar 2.9 Gaya tarik pada belt

### 6. Tegangan yang timbul akibat beban ( $\sigma_d$ )

$$\sigma_d = 2 \cdot \varphi_o \cdot \sigma_o$$

[Machine Elements - A Textbook, 1970]

Dimana :

$\varphi_o$  : Tegangan awal

$\sigma_o$  : Titik kritis

$$v = \frac{U}{1}$$

[Machine Elements - A Textbook, 1970]

7. Jumlah Belt (Z)

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

[Machine Elements – A Textbook, 1970 : 237]

Dimana :

A : Luas penampang Belt

8. Tegangan maksimal yang ditimbulkan ( $\sigma_{\max}$ )

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

[Machine Elements – A Textbook, 1970 : 210]

Dimana :

$\Gamma$  : Berat spesifikasi belt

h : Tebal Belt

g : Gaya gravitasi

d : Diameter pulley

$E_b$  : Modulus elastisitas

9. Jumlah Putaran Belt per Detik (U)

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

[Machine Elements – A Textbook, 1970]



### 10. Umur Belt (H)

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

[Machine Elements – A Textbook, 1970 : 238]

Dimana :

$N_{base}$  : Basis dari fatigue tes  
yaitu sebesar  $10^7$  cycle

$H$  : Umur belt (jam)

$\sigma_{fat}$  : Fatigue limit

$\sigma_{max}$  : Tegangan max

$U$  : Jumlah putaran belt  
perdetik,

$x$  : Jumlah pulley yang berputar

$m$  : Untuk V-belt = 8

### 11. Dimensi pulley

$$D_{out} = D + 2.c$$

$$D_{in} = D_{out} - 2.c$$

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

[Machine Elements – A Textbook, 1970 : 221]

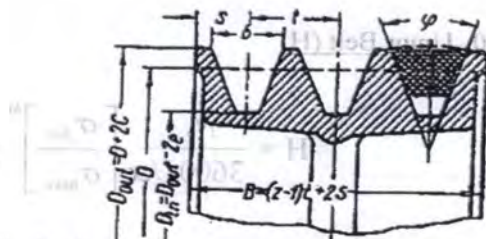
Dimana :

$D_{out}$  : Diameter Luar Pulley

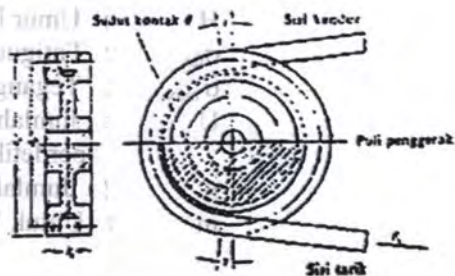
$D_{in}$  : Diameter Dalam Pulley

$B$  : Lebar Pulley

[Machine Elements – A Textbook, 1970 : 240]



Gambar 2.10 Dimensi Pulley

12. Sudut Kontak ( $\alpha$ )

Gambar 2.11 Sudut Kontak

$$\alpha = 180^\circ - \frac{d_2 - d_1}{C} \cdot 60^\circ$$

[Machine Elements – A Textbook, 1970 : 232]

13. Gaya Pada Poros Pulley

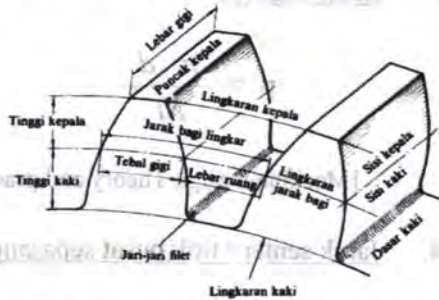
$$F_R = \frac{F_e}{\phi} \cdot \sin \frac{\alpha}{2}$$

[Machine Elements – A Textbook, 1970 : 240]

### 2.3.3 Perencanaan Roda Gigi

Roda gigi lurus atau Spur Gear merupakan salah satu elemen mesin yang sering digunakan dalam mentransmisikan daya dan gerak berputar. Dalam hal ini roda gigi yang ukurannya lebih kecil dari pasangannya disebut pinion. Sedangkan roda gigi yang ukurannya lebih besar disebut gear. Dalam hal ini gear sebagai roda gigi yang digerakkan.

Pemakaian roda gigi lurus mempunyai banyak kelebihan antara lain tidak menimbulkan slip sehingga daya output yang dihasilkan tidak banyak terbuang. Dimensi dari spur gear dapat dilihat pada gambar dibawah ini :



Gambar 2.12. Dimensi Spur Gear

#### 1. Perbandingan Kecepatan

$$r_v = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{n_2}{n_1} = \frac{Nt_1}{Nt_2} = \frac{d_1}{d_2}$$

[Machine Elements In Mechanical Design, 2004 : 366]



Dimana :

- $r_v$  : Perbandingan kecepatan  
 $\omega$  : Kecepatan sudut dalam rad/det  
 $n$  : Kecepatan keliling dalam rpm  
 $N_t$  : Jumlah gigi  
 $d$  : Diameter pitch circle dalam inch

2. Diametral pitch (P)

$$P = \frac{N_t}{d}$$

[Machine Elements In Mechanical Design, 2004 : 366]

3. Jarak Gigi (p)

$$p = \frac{\pi \cdot d}{N_t}$$

[Machine Design Theory and practice, 1975 : 520]

4. Jarak senter / titik pusat sepasang roda gigi (c)

$$C = \frac{d_1 + d_2}{2}$$

[Machine Design Theory and practice, 1975 : 521]

5. Daya (HP)

$$Hp = \frac{T \cdot n}{63000}$$

[Machine Design Theory and Practice, 1975 : 540]

Dimana :

Hp : Daya yang ditransmisikan  
 T : Momen Torsi dalam lb.in  
 n : Putaran per menit

#### 6. Torsi (T)

$$T = \frac{HP,63000}{n}$$

$$T = Fn \cdot \frac{d}{2} \cos \emptyset = Ft \frac{d}{2}$$

[Machine Design Theory and Practice, 1975 : 541]

Dimana :

Hp : Daya yang ditransmisikan  
 T : Momen Torsi dalam lb.in  
 n : Putaran per menit  
 $\emptyset$  : Sudut tekan

#### 7. Gaya Tangensial (Ft)

$$Ft = Fn \cdot \cos \emptyset$$

[Machine Design Theory and practice, 1975 : 542]

#### 8. Gaya Radial (Fr)

$$Fr = Fn \cdot \sin \emptyset = Ft \cdot \tan \emptyset$$

[Machine Design Theory and practice, 1975 : 541]

9. Kecepatan Pitch line (Vp)

$$V_p = \frac{\pi \cdot d \cdot n}{12}$$

[Machine Design Theory and practice, 1975 : 542]

Dimana :

- d : Diameter roda gigi  
n : Putaran

10. Beban Dinamis (Fd)

$$F_d = \frac{600 + V_p}{600} F_t$$

[Machine Design Theory and practice, 1975 : 582]

11. Lebar Gigi (b)

$$b = \frac{F_d}{d \cdot Q \cdot k}$$

$$Q = \frac{d_g}{d_p + d_g}$$

[Machine Design Theory and practice, 1975 : 568]

Dimana :

- b : Lebar gigi dalam in  
F<sub>t</sub> : gaya tangensial yang terjadi dalam lb  
P : diameter pitch dalam in  
Y : faktor lewis

$\sigma$  : tegangan ijin bahan

12. Beban yang diijinkan (Fb)

$$Fb = \frac{S.b.Y}{P}$$

[Machine Design Theory and practice, 1975 : 551]

13. Persamaan AGMA

Untuk pengecekan apakah lebar roda gigi yang telah ditentukan telah memenuhi persyaratan aman, maka perlu diadakan perhitungan dengan menggunakan metode AGMA.

- Persamaan kekuatan AGMA :

$$\sigma_t = \frac{F_t \cdot K_o \cdot p \cdot K_s \cdot K_m}{K_v \cdot b \cdot J}$$

[Machine Design Theory and Practice, 1975 : 554]

Dimana :

$\sigma_s$  : Tegangan yang terjadi pada kaki gigi

$F_t$  : Gaya tangensial

$K_o$  : Faktor koreksi beban lebih

$P$  : Diameter pitch

$K_s$  : Faktor koreksi ukuran

$K_m$  : Koreksi distribusi beban

$K_v$  : Faktor dinamis

$b$  : Lebar gigi

$J$  : Faktor bentuk / geometri



Persamaan tegangan maksimum yang diijinkan untuk perencanaan adalah :

$$S_{ad} = \frac{S_{at} \cdot K_L}{K_T \cdot K_R}$$

[Machine Design Theory and Practice, 1975 : 562]

Dimana :

$S_{ad}$  : Tegangan ijin maksimum perencanaan

$S_{at}$  : Tegangan ijin material

$K_L$  : Faktor umur

$K_T$  : Faktor temperatur

$$K_T = \frac{460 + T_F}{620}$$

$K_R$  : Faktor keamanan

- Persamaan keausan AGMA

Metode untuk menghitung gigi tahan terhadap keausan dengan metode AGMA.

$$\sigma_c = C_p \sqrt{\frac{F_t \cdot C_0 \cdot C_s \cdot C_m \cdot C_f}{C_v \cdot d \cdot b \cdot I}}$$

[Machine Design Theory and Practice, 1975 : 568]

Dimana :

- $\sigma_c$  : Tegangan tekan yang terjadi  
 $C_p$  : Koefisien yang tergantung dari sifat elastisitas bahan  
 $F_t$  : Gaya tangensial  
 $C_o$  : Faktor beban lebih  
 $C_m$  : Faktor distribusi beban  
 $C_v$  : Faktor dinamis  
 $d$  : Diameter roda gigi  
 $b$  : Lebar gigi  
 $C_s$  : Faktor ukuran  
 $l$  : Faktor geometri  
 $C_f$  : Faktor kondisi permukaan

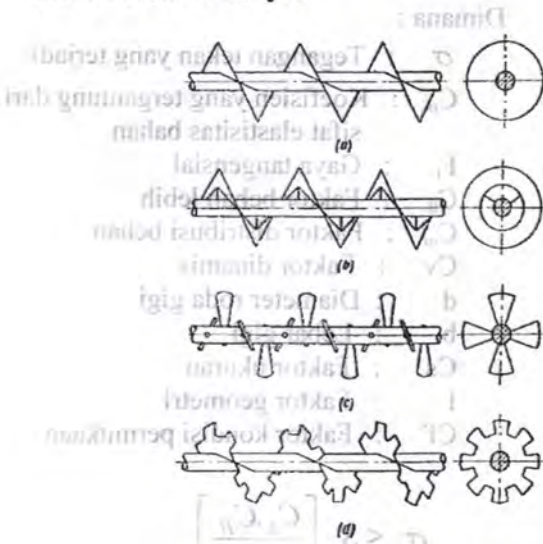
$$\sigma_c \leq S_{ac} \left[ \frac{C_L \cdot C_H}{C_T \cdot C_R} \right]$$

[Machine Design Theory and Practice, 1975 : 575]

Di mana:

- $S_{ac}$  : Tegangan kontak yang diizinkan bahan  
 $C_L$  : Faktor umur  
 $C_T$  : Faktor temperatur  
 $C_R$  : Faktor keamanan  
 $C_H$  : Rasio faktor

### 2.3.4 Screw Conveyor



Gambar 2.13 Tipe screw conveyor

a-solid continous ; b-ribbon ; c-paddle-flight ; d-cut-flight

#### 1. Kapasitas (Q)

$$Q^0 = 60 \left( \frac{\pi}{4} \right) D^2 S n \varphi \gamma C$$

[Conveyors and Related Equipment,.....:273]

Keterangan :

- $Q^0$  : Kapasitas ( ton/jam )
- $D$  : Diameter screw conveyor ( m )
- $S$  : Pitch ( m )
- $n$  : Putaran poros ( rpm )
- $\varphi$  : Loading efficiency
- $\gamma$  : Berat jenis ( tonf/m<sup>3</sup> )

$C$  : Faktor kemiringan

## 2. Daya

$$N_o = \frac{Q^0 L W_o}{367}$$

[Conveyors and Related Equipment,.....:275]

Keterangan :

$N_o$  : Daya yang dibutuhkan ( Kw )

$Q^0$  : Kapasitas ( ton/jam )

$L$  : Panjang Screw ( m )

$W_o$  : Harga untuk jenis material

## 3. Torsi

$$T = 975 \left( \frac{N_o}{n} \right)$$

[Conveyors and Related Equipment,.....:275]

Keterangan :

$T$  : Torsi ( kgf.m )

$N_o$  : Daya yang dibutuhkan ( Kw )

$n$  : Putaran poros ( rpm )



### 2.3.5 Perencanaan Poros

#### 1. Torsi (T)

- Satuan English :

$$T = \frac{63000 \times N}{n}$$

[Machine Design Theory and Practice, 1975 : 334]

Dimana :

T : Torsi yang terjadi pada poros

N : Daya yang ditransmisikan

n : Putaran Poros

- Satuan Metris :

$$T = \frac{71620 \times N}{n}$$

[Machine Element – A Textbook, 1970 : 401]

#### 2. Diameter poros (d)

- Tegangan yang terjadi :

$$\varphi = \frac{Mt}{\frac{1}{16} \pi d^3}$$

[Machine Design Theory and Practice, 1975 : 338]

- Tegangan ijin :

$$\tau_p = \frac{S_{yp} \cdot k_p}{N}$$

[Machine Design Theory and Practice, 1975 : 339]

- Syarat aman :

$$\tau_p \leq |\tau_p|$$

$$\frac{Mt}{\frac{1}{16} \cdot \pi \cdot d^3} = \frac{S_{yp} \cdot k_p}{N}$$

[Machine Design Theory and Practice, 1975 : 340]

Sehingga Diameter Poros (d) :

$$d^3 \geq \frac{16 \cdot Mt \cdot N}{S_{yp} \cdot k_p \cdot \pi}$$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot Mt \cdot N}{S_{yp} \cdot k_p \cdot \pi}}$$

[Machine Element – A Textbook, 1970 : 403]

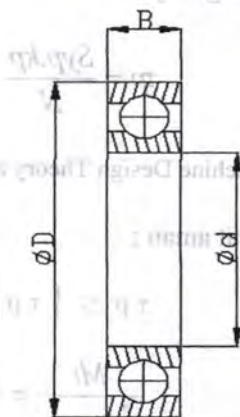
Dimana :

N : Angka Keamanan

S<sub>yp</sub> : Yield Strength

k<sub>p</sub> : Konstanta poros

### 2.3.5 Perencanaan Bantalan



Gambar 2.14 Bantalan Gelinding

#### 1. Beban Ekuivalen (P)

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

[Dasar Perencanaan dan Pemeliharaan Elemen Mesin, 1997 : 135]

Dimana :

$X$  : Faktor beban radial

$Y$  : Faktor beban aksial

$V$  : Faktor putaran; ring dalam yang berputar  $V=1$ , jika ring luar yang berputar  $V=1,2$

$F_r$  : Beban radial

$F_a$  : Beban aksial

Jika beban radialnya jauh lebih besar daripada beban aksial, maka beban ekuivalen :

$$P = V \cdot Fr$$

[Machine Design Theory and Practice, 1975 : 486]

Jika bantalan mendapat beban kejut dan *impact*, maka beban ekuivalen :

$$P = F_s \cdot (X \cdot V \cdot Fr + Y \cdot Fa)$$

[Machine Design Theory and Practice, 1975 : 491]

Dimana :

$F_s$  : Konstanta kondisi beban

## 2. Umur Bantalan

$$L_{10h} = \left[ \frac{C}{P_1} \right]^b \times \frac{10^6}{60 \cdot n}$$

[Machine Design Theory and Practice, 1975 : 491]

Dimana :

$L_{10h}$  : Umur nominal bantalan (jam kerja)

$P$  : Beban ekuivalen (N)

$C$  : Beban dinamis (N)

$b$  : 3 untuk ball bearing

:  $\frac{10}{3}$  Untuk *rolling bearing*.

$n$  : Putaran (rpm)

$\alpha$  : sudut kontak nominal

$D_a$  : Diameter bola (mm)

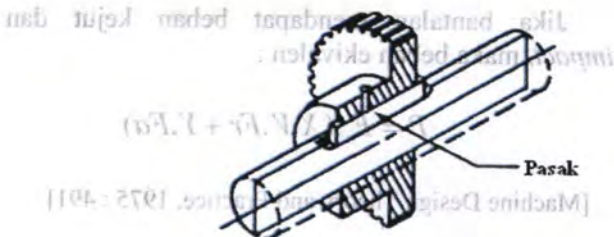
$f_c$  : Faktor koreksi.

$i$  : Jumlah baris bola dalam satu bantalan



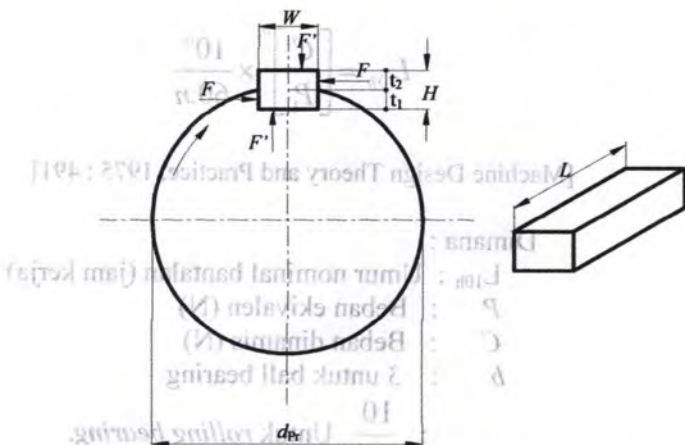
### 2.3.6 Perencanaan Pasak

[Machine Design Theory and Practice, 1975 : 486]



Gambar 2.15. Pasak Pada Sebuah Poros

2. Umur Bantalan



Gambar 2.16 Gaya-gaya yang bekerja pada pasak

: sudut kontak nominal  
 : Diameter bola (mm)  
 : Faktor koreksi  
 : Jumlah bola dalam satu  
 bantalan

1. Tinjauan terhadap geser ( $\tau_s$ )

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

[Machine Design Theory and Practice, 1975 : 366]

Dimana :

$$F : \text{Gaya}$$

$$T : \text{Torsi}$$

$$D : \text{Diameter Poros}$$

Pada pasak gaya F ini akan menimbulkan gaya geser sebesar :

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

[Machine Design Theory and Practice, 1975 : 367]

Dimana :

$$W : \text{Lebar pasak}$$

$$L : \text{Panjang pasak}$$

Supaya aman, maka syarat yang harus dipenuhi adalah :

$$\frac{2T}{W.L.D} \leq \frac{K_s.Syp}{N} \quad \text{maka}$$

$$L \geq \frac{2T.N}{K_s.Syp.W.D}$$

[Machine Design Theory and Practice, 1975 : 367]

Dimana :

Syp : Yield Strength

Ks : Konstanta Geser

N : Angka Keamanan

## 2. Tinjauan terhadap kompresi

$$\sigma_c = \frac{F}{A} = \frac{2T}{0,5W.L.D} = \frac{4.T}{W.L.D}$$

[Machine Design Theory and Practice, 1975 : 367]

Dimana :

W : lebar pasak

L : Panjang pasak

Syarat yang harus dipenuhi agar pasak aman adalah

$$\frac{4.T}{W.L.D} < \frac{Kc.Syp}{N} \text{ maka,}$$

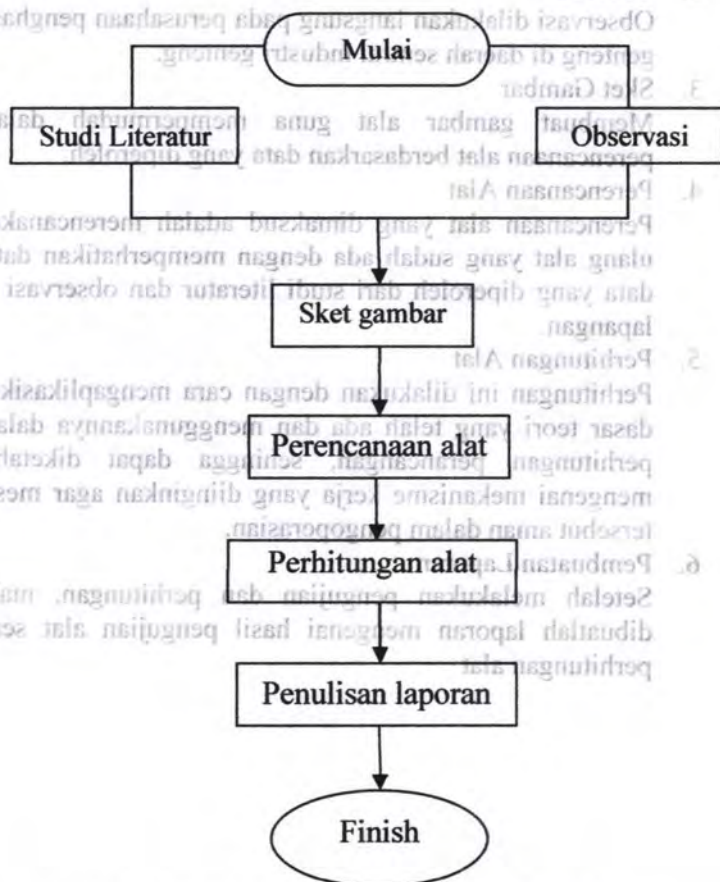
$$L \geq \frac{4.T.N}{Kc.Syp.W.L.D}$$

[Machine Design Theory and Practice, 1975 : 367]

### BAB III METODOLOGI

#### 3.1 Diagram Alir Tugas Akhir

Untuk lebih memperjelas dalam metode penyusunan Tugas Akhir ini maka semua itu disajikan dalam diagram alir perencanaan seperti berikut :



Gambar 3.1 Diagram alir perencanaan Tugas Akhir



Dalam pelaksanaan ini menggunakan metode penelitian yang meliputi :

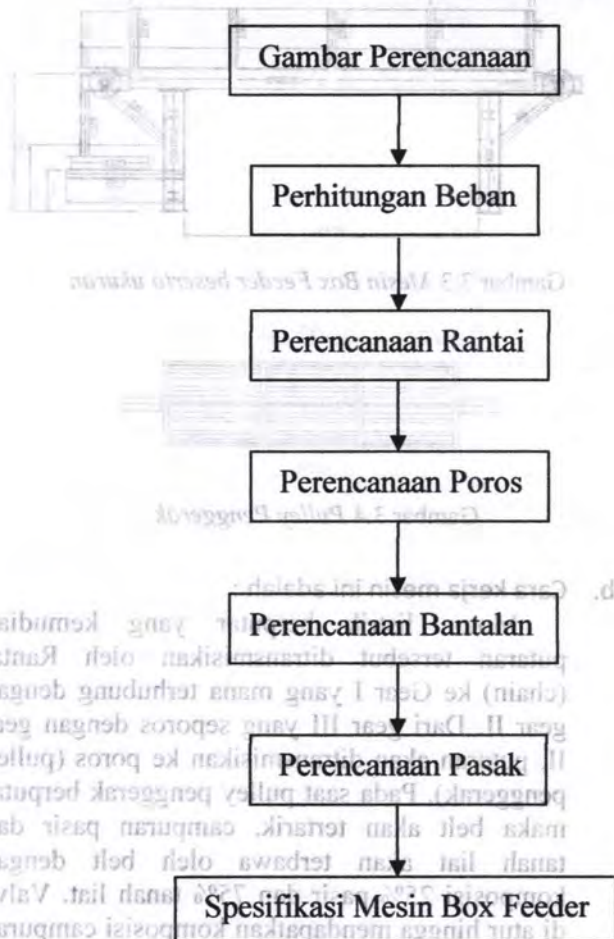
1. Studi Literatur  
Studi literatur dilakukan dengan cara mempelajari data-data yang berkaitan dengan Tugas Akhir ini, buku-buku Tugas Akhir mengenai berguna untuk memperoleh dasar teori dan kelengkapan dalam perancangan Tugas Akhir.
2. Observasi  
Observasi dilakukan langsung pada perusahaan penghasil genteng di daerah sentral industri genteng.
3. Sket Gambar  
Membuat gambar alat guna mempermudah dalam perencanaan alat berdasarkan data yang diperoleh.
4. Perencanaan Alat  
Perencanaan alat yang dimaksud adalah merencanakan ulang alat yang sudah ada dengan memperhatikan data-data yang diperoleh dari studi literatur dan observasi di lapangan.
5. Perhitungan Alat  
Perhitungan ini dilakukan dengan cara mengaplikasikan dasar teori yang telah ada dan menggunakannya dalam perhitungan perancangan, sehingga dapat diketahui mengenai mekanisme kerja yang diinginkan agar mesin tersebut aman dalam pengoperasian.
6. Pembuatan Laporan  
Setelah melakukan pengujian dan perhitungan, maka dibuatlah laporan mengenai hasil pengujian alat serta perhitungan alat



### 3.2 Diagram Alir Perencanaan Mesin produksi

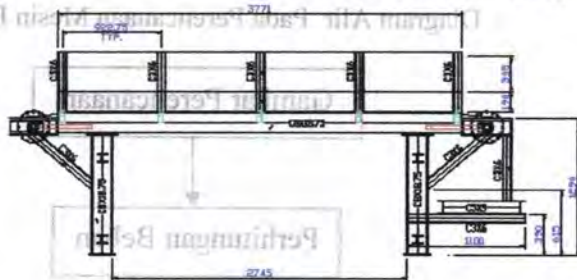
#### 3.2.1 Mesin Box Feeder

Diagram Alir Pada Perencanaan Mesin Box Feeder.

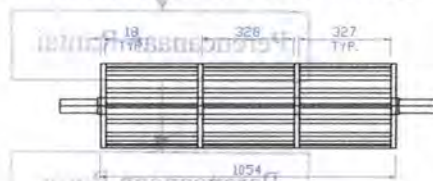


*Gambar 3.2 Diagram alir perencanaan mesin Box Feeder*

## a. Gambar perencanaan



Gambar 3.3 Mesin Box Feeder beserta ukuran



Gambar 3.4 Pulley Penggerak

## b. Cara kerja mesin ini adalah :

Motor listrik berputar yang kemudian putaran tersebut ditransmisikan oleh Rantai (chain) ke Gear I yang mana terhubung dengan gear II. Dari gear III yang seporos dengan gear II, putaran akan ditransmisikan ke poros (pulley penggerak). Pada saat pulley penggerak berputar maka belt akan tertarik, campuran pasir dan tanah liat akan terbawa oleh belt dengan komposisi 25% pasir dan 75% tanah liat. Valve di atur hingga mendapatkan komposisi campuran yang diinginkan. Campuran ini membentuk suatu lapisan antara pasir dan tanah liat. Setelah terbentuk lapisan, di ujung belt lapisan tersebut akan dicangkul oleh roll yang berputar

### 3.2.2 Mesin Pencampur (Mix)

#### Diagram Alir Pada Perencanaan Mesin Pencampur Bahan



Gambar 3.5 Diagram alir perencanaan mesin pencampur



a. Gambar perencanaan



Gambar 3.6 Mesin pencampur (Mix) beserta ukuranya

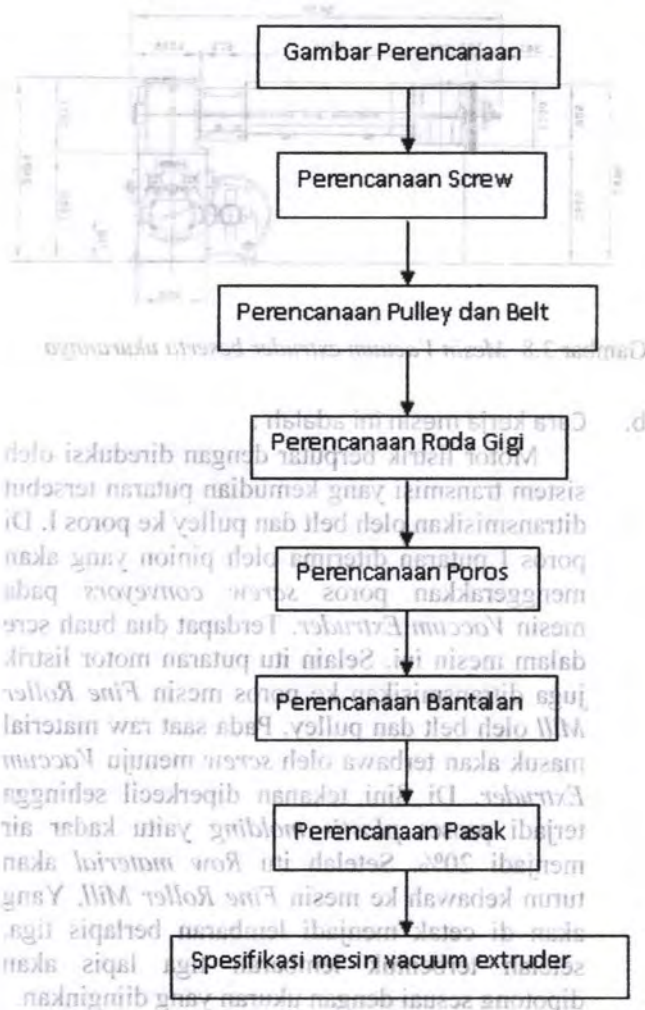
b. Cara kerja mesin ini adalah :

Motor listrik berputar dengan direduksi oleh sistem transmisi yang kemudian putaran tersebut ditransmisikan oleh belt dan pulley ke poros I. Di poros I putaran direduksi lagi oleh sistem transmisi sebelum putaran diterima oleh roda gigi pinion. Pinion memutar gear poros *screw conveyor*, hal ini mengakibatkan *screw* berputar. Putaran *screw* I akan memutar *screw* 2 melalui persinggungan dua roda gigi. Pada saat *raw material* masuk, gerak putar *screw* membuat *raw material* juga ikut berputar, hal tersebut membuat campuran pasir dan tanah liat semakin homogen.



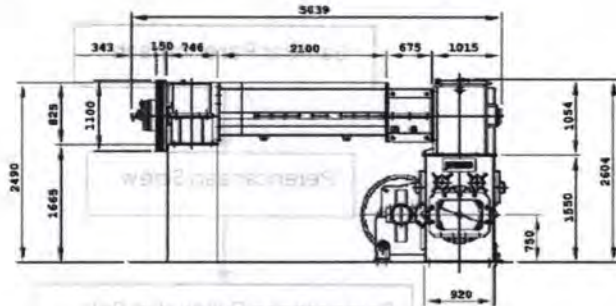
### 3.2.3 Mesin Vacuum extruder

#### Diagram Alir Pada Perencanaan Mesin Vacuum extruder



Gambar 3.7 Diagram alir perencanaan mesin Vacuum Extruder

## a. Gambar Perencanaan



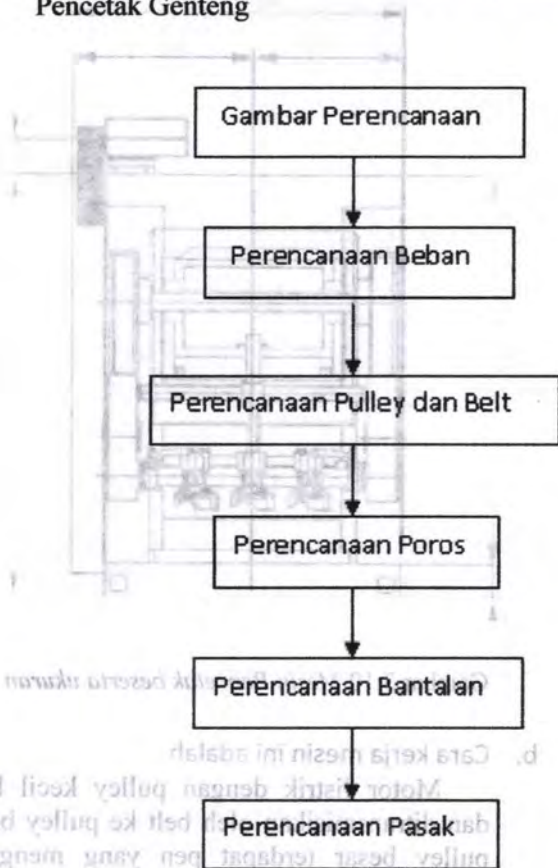
Gambar 3.8 Mesin Vacuum extruder beserta ukurannya

## b. Cara kerja mesin ini adalah :

Motor listrik berputar dengan direduksi oleh sistem transmisi yang kemudian putaran tersebut ditransmisikan oleh belt dan pulley ke poros I. Di poros I putaran diterima oleh pinion yang akan menggerakkan poros *screw conveyors* pada mesin *Vaccum Extruder*. Terdapat dua buah screw dalam mesin ini. Selain itu putaran motor listrik juga ditransmisikan ke poros mesin *Fine Roller Mill* oleh belt dan pulley. Pada saat raw material masuk akan terbawa oleh *screw* menuju *Vaccum Extruder*. Di Sini tekanan diperkecil sehingga terjadi proses *plastis molding* yaitu kadar air menjadi 20%. Setelah itu *Raw material* akan turun kebawah ke mesin *Fine Roller Mill*, Yang akan di cetak menjadi lembaran berlapis tiga, setelah terbentuk lembaran tiga lapis akan dipotong sesuai dengan ukuran yang diinginkan.

### 3.2.4 Mesin Pencetak Genteng

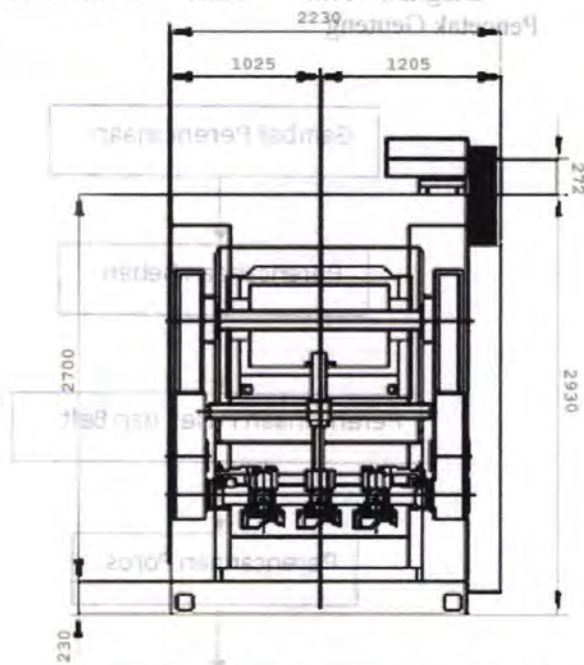
Diagram Alir Pada Perencanaan Mesin Pencetak Genteng



Gambar 3.9 Diagram alir perencanaan mesin Pencetak



a. Gambar Perencanaan



Gambar 3.10 Mesin Pencetak beserta ukuran

b. Cara kerja mesin ini adalah :

Motor listrik dengan pulley kecil berputar dan ditransmisikan oleh belt ke pulley besar. Di pulley besar terdapat pen yang mengerakkan bintang segi enam, satu putaran pulley besar sama dengan satu perpindahan sisi dudukan cetakan. Gerakan pengepres menggunakan sistem pneumatik. Begitu sisi segienam menghadap keatas maka penekan langsung mencetak genteng.

## BAB IV PERENCANAAN DAN PERHITUNGAN

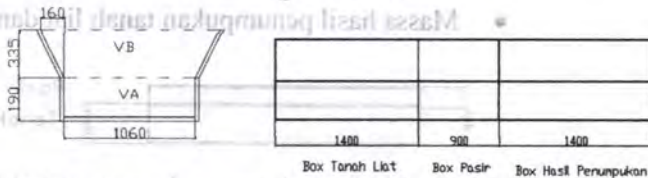
### 4.1 Mesin Box Feeder

#### a. Perhitungan Beban pada box feeder

Data-data yang dipilih adalah sebagai berikut :

- Massa Jenis raw material ( $\rho$ ) :  
Dari Tabel B, Tentang Klasifikasi Material, dipilih  
 $\rho = 100 \text{ lb/ft}^3 = 1601,8 \text{ Kg/m}^3$

$$\rho = \frac{m}{V}$$



Gambar 4.1 Dimensi Box untuk tanah liat, pasir dan hasil penumpukannya

- Untuk nilai Volume ( $V$ ) dapat dihitung sebagai berikut :

Volume box untuk tanah liat

$$\begin{aligned} V_{\text{tanah}} &= V_A + V_B \\ &= (p.l.t) + (a.l.p + l.t.p) \\ &= (1,06.1,4.0,19) + (0,16.0,33.1,4 + 1,06.0,33.1,4) \\ &= 0,28 + 0,57 \\ &= 0,85 \text{ m}^3 \end{aligned}$$

Volume box untuk Pasir

$$\begin{aligned} V_{\text{Pasir}} &= V_A + V_B \\ &= (p.l.t) + (a.l.p + l.t.p) \\ &= (1,06.0,9.0,19) + (0,16.0,33.0,9 + 1,06.0,33.0,9) \\ &= 0,18 + 0,36 \\ &= 0,55 \text{ m}^3 \end{aligned}$$

Jadi massa dapat dicari :

$$\rho = \frac{m}{V}$$

$$m = \rho \cdot V$$

- Massa Tanah liat pada box tanah liat

$$m = \rho \cdot V_{\text{tanah}}$$

$$m = 1601,8 \text{ kg/m}^3 \cdot 0,85 \text{ m}^3$$

$$m = 1361,53 \text{ kg}$$

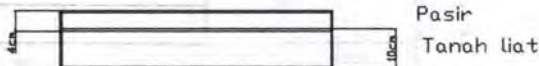
- Massa Pasir pada box pasir

$$m = \rho \cdot V_{\text{pasir}}$$

$$m = 1601,8 \text{ kg/m}^3 \cdot 0,55 \text{ m}^3$$

$$m = 981 \text{ kg}$$

- Massa hasil penumpukan tanah liat dan pasir



Gambar 4.2 Dimensi penumpukan raw material

$$m = \rho \cdot V_{\text{penumpukan}}$$

$$m = \rho \cdot (p.l.t)$$

$$m = \rho \cdot (1,4\text{m} \cdot 1,06\text{m} \cdot 0,14\text{m})$$

$$m = 1601,8 \text{ kg/m}^3 \cdot 0,21 \text{ m}^3$$

$$m = 336,37 \text{ kg}$$

Jadi massa total yang diangkut Belt adalah :

$$m_{\text{total}} = m_{\text{tanah}} + m_{\text{pasir}} + m_{\text{campuran}}$$

$$m_{\text{total}} = 1361,53 \text{ kg} + 981 \text{ kg} + 336,37 \text{ kg}$$

$$m_{\text{total}} = 2694,91 \text{ kg}$$

$$m_{\text{total}} = 2,69 \text{ Ton} \approx 2,7 \text{ Ton (massa maksimal)}$$

Dalam mesin Box Feeder, pulley penggerak digunakan untuk menghasilkan gaya tarik yang dapat membantu campuran tanah liat dan pasir mendekati ke rol pencangkul.

Sehingga untuk menghitung daya motor harus dihitung terlebih dahulu Torsi total.

Data-data yang direncanakan adalah :

- Diameter Pulley Penggerak (D) = 300 mm
- Putaran Poros (n) = 12 rpm (direncanakan)
- Kapasitas (Q) = 3000 genteng/jam
- Massa 1 genteng = 3,5 kg

1. Torsi total

$$T_{total} = T_{Belt} + T_{silinder}$$

- Torsi penarik Belt ( $T_{pb}$ )

$$T_{pb} = F_b \cdot r$$

$$T_{pb} = m_{tot} \cdot g \cdot r$$

$$T_{pb} = 2700 \cdot 9,8 \cdot 0,15$$

$$T_{pb} = 3969 Nm$$

$$T_{pb} = 35165,3 lbf \cdot in$$

- Torsi silinder

$$T_{silinder} = I \alpha \text{ (asumsi silinder Box Feeder berbentuk pejal)}$$

Diketahui :

- $\rho = 7272 \text{ kg} / \text{m}^3$  (lampiran 2- cast iron )
- $r = 0,15 \text{ m}$
- $l = 1,054 \text{ m}$

$$I = m r^2$$

$$I = \rho \cdot (\pi r^2 l) \cdot r^2$$

$$I = 7272 \cdot (3,14 \cdot (0,15)^2 \cdot 1,054) \cdot (0,15)^2$$

$$I = 12,18 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

Untuk nilai  $\alpha$  :

$$\alpha = \frac{2 \cdot \pi \cdot n^2}{3600}$$



$$\alpha = \frac{2.314,12^2}{3600}$$

$$\alpha = 87,9 \frac{\text{rad}}{\text{sekon}}$$

$$T_{\text{sylinder}} = I \alpha$$

$$T_{\text{sylinder}} = 12,18.87,9$$

$$T_{\text{sylinder}} = 1070,9 \text{ Nm}$$

$$T_{\text{sylinder}} = 9488,2 \text{ lbf.in}$$

- Torsi total dapat dihitung :

$$T_{\text{total}} = T_{\text{Belt}} + T_{\text{sylinder}}$$

$$T_{\text{total}} = 35165,34 + 9488,2$$

$$T_{\text{total}} = 44653,54 \text{ lbf.in}$$

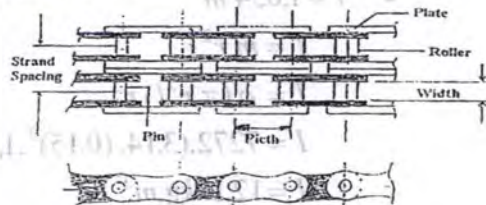
2. Daya motor yang akan digunakan

$$N = \frac{T_{\text{total}} n_p}{63000}$$

$$N = \frac{44653,54 \text{ lbf.in.} 12 \text{ rpm}}{63000}$$

$$N = 8,5 \text{ hp}$$

### c. Perencanaan Rantai



Gambar 4.3 Roller Chain

Data-data yang dipakai dari perencanaan ini adalah :

- Daya motor listrik (P) : 8,5Hp
- Putaran motor listrik (n1) : 1450 Rpm
- Putaran Roll (n2) : 12 Rpm
- Jumlah mata sproket (Nt1) : 15 buah

Dari Tabel faktor koreksi beban, dipilih  $k_s = 1,3$

Dari Tabel faktor koreksi jumlah gigi, dipilih  $K_1 = 1$

Dari Tabel faktor koreksi strand, dipilih  $K_2 = 1$

1. Daya Perencanaan ( $H_d$ )

$$H_d = H_s \cdot k_s$$

$$H_d = P \cdot k_s$$

$$H_d = 8,5 \text{ Hp} \cdot 1,3$$

$$H_d = 11,05 \text{ Hp}$$

2. Jenis Rantai

Dari tabel dimensi roller chain dan daya rata-rata rantai maka dapat diketahui data-data sebagai berikut

Direncanakan : Rantai tipe ANSI 50

Data-data :

$$p = 0,625 \text{ in}$$

$$w = 0,375 \text{ in}$$

$$H_r = 14,4 \text{ Hp}$$

3. Tingkat Strand (Z)

$$Z = \frac{H_d}{H_r}$$

$$Z = \frac{11,05}{14,4} = 0,7$$

$$Z = 0,7 \approx \text{single strand}$$

4. Daya sebenarnya yang mampu ditransmisikan ( $H_r'$ )

$$H_r' = K_1 \cdot K_2 \cdot H_r$$

$$H_r' = 1 \cdot 1 \cdot 14,4 = 14,4 \text{ Hp}$$

5. Diameter Sproket



Data-data yang diberikan dan persamaan ini adalah :

$$D = \frac{P}{\sin\left(\frac{180^\circ}{N_t}\right)}$$

$$D = \frac{0,625 \text{ in}}{0,207} = 3 \text{ in}$$

#### 6. Kecepatan keliling rantai

$$V = \frac{N_t \cdot p \cdot n}{12}$$

$$V = \frac{15 \cdot 0,625 \cdot 1450}{12} = 1132,8 \frac{\text{ft}}{\text{min}}$$

#### 7. Panjang Rantai (L)

##### • Panjang Rantai I

$$C = 600 \text{ mm} = 238,22 \text{ in}$$

$$\frac{L}{p} = \frac{2C}{p} + \frac{N_{t1} + N_{t2}}{2} + \frac{(N_{t2} - N_{t1})^2}{4\pi^2 \frac{C}{p}}$$

$$\frac{L}{0,625} = \frac{2 \cdot 238,22}{0,625} + \frac{15 + 30}{2} + \frac{(30 - 15)^2}{4\pi^2 \frac{238,2}{0,625}}$$

$$L = 490,5 \text{ in} = 1235,5 \text{ mm}$$

##### • Panjang Rantai II

$$C = 750 \text{ mm} = 297,75 \text{ in}$$

$$\frac{L}{p} = \frac{2C}{p} + \frac{N_{t1} + N_{t2}}{2} + \frac{(N_{t2} - N_{t1})^2}{4\pi^2 \frac{C}{p}}$$



$$L = \frac{2.297,75}{0,625} + \frac{15+30}{2} + \frac{(30-15)^2}{4\pi^2} \frac{297,75}{0,625}$$

$$L = 975,31 \text{ lin} = 2456,7 \text{ mm}$$

#### 8. Gaya Tangensial Sproket

$$F_t = \frac{2.T}{D}$$

$$F_t = \frac{2.44653,54 \text{ lbf.in}}{119,1 \text{ lin}} = 749,9 \text{ lbf}$$

$$F_t = 3332,9 \text{ N}$$

#### d. Perencanaan Poros



Gambar 4.4 Pulley penggerak

Di poros pulley penggerak ini terdapat dua bantalan dan satu roda gigi.

Data dari perhitungan sebelumnya ;

- Daya perencanaan (Pd) = 8,5 Hp = 6,29 kW
- Putaran poros ( $n_1$ ) = 12 rpm

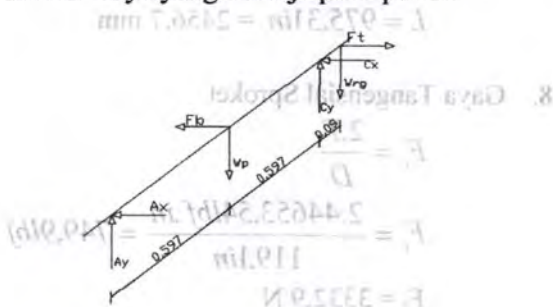
Data-data yang diketahui :

- Gaya berat Roda gigi  
 $W_{Rg} = 12 \text{ kg} \cdot 9,8 \text{ m/s}^2 = 117,7 \text{ N}$
- Gaya berat Pulley penggerak  
 $W_p = 22 \text{ kg} \cdot 9,8 \text{ m/s}^2 = 215,6 \text{ N}$



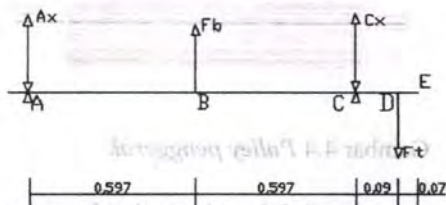
- Gaya beban yang ditarik belt ( $F_b$ ) = 26460 N
- Gaya tangensial sprocket ( $F_t$ ) = 3332,9 N

### 1. Analisa Gaya yang bekerja pada poros



Gambar 4.5 Distribusi gaya pada poros mesin Box Feeder

Sumbu X :



$$\oplus \quad \sum M_A = 0$$

$$F_t(1,284) - C_x(1,19) - F_b(0,597) = 0$$

$$3332,9(1,284) - C_x(1,19) - 26460(0,597) = 0$$

$$-1,194C_x = 11517,2$$

$$C_x = -9645,9 \text{ N}$$

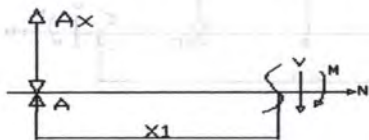
$$\uparrow + \Sigma F_x = 0$$

$$A_x + F_{bt} + C_x - F_t = 0$$

$$A_x + 26460 - 9645,9 - 3332,9 = 0$$

$$A_x = 13481,2 N$$

2. Analisa potongan :  
Potongan A-A'



$$\oplus \Sigma M = 0$$

$$M_{A-A'} + A_x(x_1) = 0$$

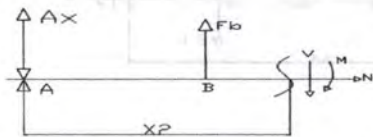
$$M_{A-A'} + 13481,2(x_1) = 0$$

$$M_{A-A'} = -13481,2(x_1)$$

Jika  $x_1 = 0$ , maka  $M_{A-A'} = 0 \text{ N.m}$

Jika  $x_1 = 0,597$ , maka  $M_{A-A'} = -8048,3 \text{ N.m}$

Potongan B-B'



$$\oplus \Sigma M = 0$$

$$M_{B-B'} + A_x(x_2) + F_b(x_2 - 0,597) = 0$$

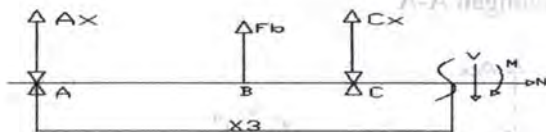
$$M_{B-B'} + 13481,2(x_2) + 26460(x_2 - 0,597) = 0$$

$$M_{B-B'} = -26460(x_2 - 0,597) - 13481,2(x_2)$$

Jika  $x_2 = 0,597$ , maka  $M_{B-B'} = -8048,3 \text{ N.m}$

Jika  $x_2 = 1,194$ , maka  $M_{B-B'} = -31893,2 \text{ N.m}$

Potongan C-C'



$$\oplus \Sigma M = 0$$

$$M_{C-C'} + A_x(x_3) + F_b(x_3 - 0,597) + C_x(x_3 - 1,194) = 0$$

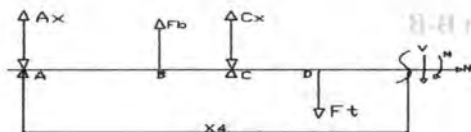
$$M_{C-C'} + 13481,2(x_3) + 26460(x_3 - 0,597) + (-9645,9)(x_3 - 1,194) = 0$$

$$M_{C-C'} = -26460(x_3 - 0,597) + 9645,9(x_3 - 1,194) - 13481,2(x_3)$$

Jika  $x_3 = 1,194$ , maka  $M_{C-C'} = -31893,2 \text{ N.m}$

Jika  $x_3 = 1,284$ , maka  $M_{C-C'} = -34619,7 \text{ N.m}$

Potongan D-D'



$$\oplus \Sigma M = 0$$

$$M_{D-D'} + A_x(x_4) + F_b(x_4 - 0,597) + C_x(x_4 - 1,194) - F_t(x_4 - 1,284) = 0$$

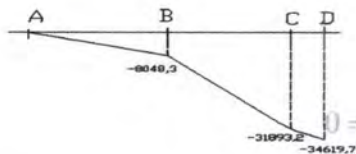
$$M_{D-D'} + 13481,2(x_4) + 26460(x_4 - 0,597) + (-9645,9)(x_4 - 1,194) - 3332,9(x_4 - 1,284) = 0$$

$$M_{D-D'} = -13481,2(x_4) - 26460(x_4 - 0,597) + 9645,9(x_4 - 1,194) + 3332,9(x_4 - 1,284) = 0$$

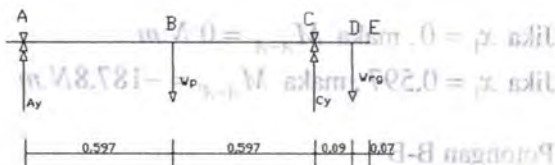
Jika  $x_4 = 1,284$ , maka  $M_{D-D'} = -34619,7 \text{ N.m}$

Jika  $x_4 = 1,354$ , maka  $M_{D-D'} = -36507,1 \text{ N.m}$

Diagram momen :



Sumbu Y :



⊕

$$\Sigma M_A = 0$$

$$W_{rg}(1,284) - C_y(1,19) - W_p(0,597) = 0$$

$$117,7(1,284) - C_y(1,19) - 215,6(0,597) = 0$$

$$-1,194C_y = -22,41$$

$$C_y = 18,77 \text{ N}$$

↑

$$\Sigma F_x = 0$$

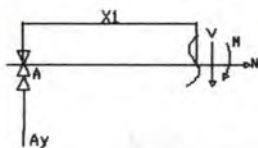
$$A_y - W_p + C_y - W_{rg} = 0$$

$$A_y - 215,6 + 18,7 - 117,7 = 0$$

$$A_y = 314,6 \text{ N}$$



3. Analisa potongan: Potongan A-A'

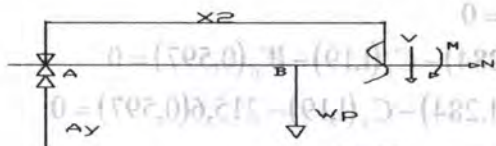


$$\begin{aligned} \oplus \quad \Sigma M &= 0 \\ M_{A-A'} + A_y(x_1) &= 0 \\ M_{A-A'} + 314,6(x_1) &= 0 \\ M_{A-A'} &= -314,6(x_1) \end{aligned}$$

Jika  $x_1 = 0$ , maka  $M_{A-A'} = 0 \text{ N.m}$

Jika  $x_1 = 0,597$ , maka  $M_{A-A'} = -187,8 \text{ N.m}$

Potongan B-B'

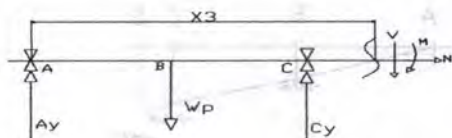


$$\begin{aligned} \oplus \quad \Sigma M &= 0 \\ M_{B-B'} + A_y(x_2) - W_p(x_2 - 0,597) &= 0 \\ M_{B-B'} + 314,6(x_2) - 215,6(x_2 - 0,597) &= 0 \\ M_{B-B'} &= 215,6(x_2 - 0,597) - 314,6(x_2) \end{aligned}$$

Jika  $x_2 = 0,597$ , maka  $M_{B-B'} = -187,8 \text{ N.m}$

Jika  $x_2 = 1,194$ , maka  $M_{B-B'} = -246,9 \text{ N.m}$

## Potongan C-C'



$$\oplus \quad \Sigma M = 0$$

$$M_{C-C'} + A_y(x_3) - W_p(x_3 - 0,597) + C_y(x_3 - 1,194) = 0$$

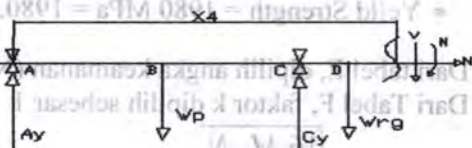
$$M_{C-C'} + 314,6(x_3) - 215,6(x_3 - 0,597) + 18,77(x_3 - 1,194) = 0$$

$$M_{C-C'} = 215,6(x_3 - 0,597) - 18,77(x_3 - 1,194) - 314,6(x_3)$$

Jika  $x_3 = 1,194$ , maka  $M_{C-C'} = -246,9 \text{ N.m}$

Jika  $x_3 = 1,284$ , maka  $M_{C-C'} = -257,5 \text{ N.m}$

## Potongan D-D'



$$\oplus \quad \Sigma M = 0$$

$$M_{D-D'} + A_y(x_4) - W_p(x_4 - 0,597) + C_y(x_4 - 1,194) - W_{rg}(x_4 - 1,284) = 0$$

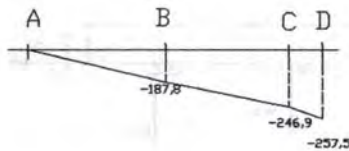
$$M_{D-D'} + 314,6(x_4) - 215,6(x_4 - 0,597) + 18,77(x_4 - 1,194) - 117,7(x_4 - 1,284) = 0$$

$$M_{D-D'} = -314,6(x_4) + 215,6(x_4 - 0,597) - 18,77(x_4 - 1,194) + 117,7(x_4 - 1,284) = 0$$

Jika  $x_4 = 1,284$ , maka  $M_{D-D'} = -257,5 \text{ N.m}$

Jika  $x_4 = 1,354$ , maka  $M_{D-D'} = -257,5 \text{ N.m}$

Diagram momen :



#### 4. Diameter Poros

Data dari perhitungan sebelumnya ;

- $M_{\text{terbesar}} = 34619,17 \text{ N.m}$
- Torsi =  $44653,54 \text{ lbf.in} = 5039,9 \text{ N.m}$

$$M_t = \sqrt{(34619,17)^2 + (5039,9)^2}$$

$$M_t = 34984 \text{ N.m}$$

Dari Tabel A<sub>1</sub>, dipilih :

- Bahan poros dari Carbon steel AISI 9255
- Yield Strength =  $1980 \text{ MPa} = 1980 \cdot 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$

Dari tabel E, dipilih angka keamanan (N) sebesar 2,5

Dari Tabel F, faktor k dipilih sebesar 1

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_t \cdot N}{S_{yp} \cdot k \cdot \pi}}$$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 34984 \cdot 2,5}{1980 \cdot 10^6 \cdot 1 \cdot 3,14}}$$

$$d \geq 0,06 \text{ m}$$

$$d \geq 60 \text{ mm}$$

e. **Perencanaan Bantalan**

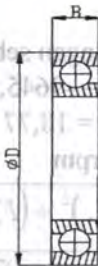
Dari Tabel G, Tentang pemilihan bantalan, dipilih bantalan jenis gelinding (*ball bearing – single row – deep groove*), dengan data-data sebagai berikut :

Bearing Number	=	6212
d	=	60 mm
D	=	110 mm
B	=	22 mm
$C_o$	=	7250 lb
C	=	9050 lb

Data-data lain yang dipilih adalah :

V = 1 (ring dalam yang berputar)

B = 3 (untuk bantalan gelinding)



Gambar 4.6 Dimensi Bantalan

Data dari perhitungan sebelumnya didapat

- $A_x = F_{x1} = 13481,2 \text{ N}$
- $A_y = F_{y1} = 314,6 \text{ N}$
- $n = 12 \text{ rpm}$

Sehingga :

$$F_{r1} = \sqrt{(F_{x1})^2 + (F_{y1})^2}$$

$$F_{r1} = \sqrt{(13481,2)^2 + (314,6)^2}$$

$$F_{r1} = 13484,9 \text{ N}$$

$$P_1 = V \cdot F_{r1}$$



$$P_1 = 1 \cdot 13484,9 = 13484,9 \text{ N}$$

$$P_1 = 3034,1 \text{ lb}$$

#### Umur Bantalan 1

$$L_{10h} = \left[ \frac{C}{P_1} \right]^b \times \frac{10^6}{60 \cdot n}$$

$$L_{10h} = \left[ \frac{9050}{3034,1} \right]^3 \times \frac{10^6}{60 \cdot 12}$$

$$L_{10h} = 36857 \text{ jam}$$

Jadi umur bantalan 1 adalah 36857 jam kerja.

#### 1. Bantalan 2

Data dari perhitungan sebelumnya didapat :

- $C_x = F_{x2} = -9645,9 \text{ N}$
- $C_y = F_{y2} = 18,77 \text{ N}$
- $n = 12 \text{ rpm}$

$$F_{r2} = \sqrt{(F_{x1})^2 + (F_{y1})^2}$$

$$F_{r2} = \sqrt{(-9645,9)^2 + (18,77)^2}$$

$$F_{r2} = 2170,3 \text{ N}$$

$$P_2 = V \cdot F_{r2} = 13484,9 \cdot 2170,3 = 29270000 \text{ W}$$

$$P_2 = 1 \cdot 2170,3 = 2170,3 \text{ N}$$

$$P_2 = 488,32 \text{ lb}$$

#### Umur Bantalan 2

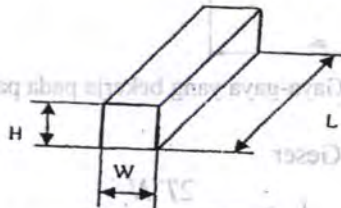
$$L_{10h} = \left[ \frac{C}{P_2} \right]^b \times \frac{10^6}{60 \cdot n}$$

$$L_{10h} = \left[ \frac{9050}{488,32} \right]^3 \times \frac{10^6}{60,12}$$

$$L_{10h} = 8840965$$

Jadi umur bantalan 2 adalah 8840965 jam kerja.

#### f. Perencanaan Pasak



Gambar 4.7 Dimensi Pasak

Data dari perhitungan sebelumnya adalah :

- Diameter poros (D) = 60 mm = 2,36 in
- Torsi terbesar, yang bekerja pada poros = 34619,7 Nm = 306730,5 lb.in

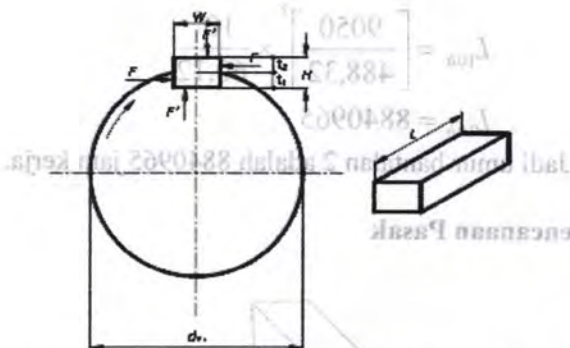
Dari Tabel H, dipilih pasak jenis datar segi empat, dengan data-data sebagai berikut :

- Lebar (W) = 0,25 in
- Tinggi (H) = 0,25 in

Dari Tabel A<sub>3</sub>, dipilih Cast Iron ASTM 897-90, dengan Yield Strength sebesar 700 Mpa = 101523 lb/in<sup>2</sup>.

Dari Tabel F, dipilih k<sub>s</sub> = 0,6 dan k<sub>c</sub> = 1,2

Dari Tabel E, dipilih N = 3



Gambar 4.8 Gaya-gaya yang bekerja pada pasak

### 1. Tinjauan Geser

$$L \geq \frac{2T \cdot N}{K_s \cdot Syp \cdot W \cdot D}$$

$$L \geq \frac{2 \cdot 306730 \text{ lb} \cdot \text{in} \cdot 3}{0,6 \cdot 101523 \frac{\text{lb}}{\text{in}^2} \cdot 0,25 \cdot 23,82}$$

$$L \geq 5 \text{ in}$$

### 2. Tinjauan Kompresi

$$L \geq \frac{4 \cdot T \cdot N}{K_c \cdot Syp \cdot W \cdot D}$$

$$L \geq \frac{4 \cdot 306730 \cdot 5 \text{ lb} \cdot \text{in} \cdot 3}{1,2 \cdot 101523 \frac{\text{lb}}{\text{in}^2} \cdot 0,25 \cdot 23,82}$$

$$L > 5 \text{ in}$$

Jadi Panjang Pasak minimum agar aman adalah sebesar 5 in

## 4.2 Mesin Pencampur Bahan

### a. Perencanaan Screw



Gambar 4.9 *Screw Conveyors Paddle Flight*

Kapasitas (Q) = 10,5 ton/jam

Direncanakan :

- Diameter Screw (D) = 200 mm
- Pitch Screw (S) = 100 mm
- Panjang (L) = 1600 mm

Data-data yang dipilih adalah sebagai berikut :

- Loading efficiency ( $\psi$ ) :  
Dari Tabel J<sub>2</sub>, Tentang *loading efficiency*, dipilih  $\psi = 0,4$  (raw material termasuk jenis material non-abrasive).
- Putaran Screw (n) :  
Dari Tabel J<sub>1</sub>, Tentang pemilihan Putaran Screw, dipilih 120 rpm.
- Berat Jenis raw material ( $\gamma$ ) :  
Dari Tabel B, Tentang Klasifikasi Material, dipilih  $\gamma = 100 \text{ lb/ft}^3 = 1601,8 \text{ Kg/m}^3$ .
- B Dipilih  $0^\circ$ , karena conveyor bekerja secara horizontal.
- C = 1,  $\omega_0 = 4,0$ .

Dari data-data diatas, maka :

1. Daya yang dibutuhkan ( $N_0$ )

$$N_0 = \frac{Q \cdot L \cdot \omega_0}{367}$$



$$N_0 = \frac{10,5 \cdot 1,6 \cdot 4}{367}$$

$$N_0 = 0,18 \text{ kW}$$

$$N_0 = 0,24 \text{ Hp}$$

Dari Tabel C<sub>2</sub>, dipilih motor listrik dengan daya 0,25 Hp dan putaran 1725 rpm.

## 2. Kecepatan (V)

$$V = \frac{S \cdot n}{60}$$

$$V = \frac{0,1m \cdot 120rpm}{60}$$

$$V = 0,2 \frac{m}{dt}$$

## 3. Torsi untuk memutar screw (M<sub>0</sub>)

$$M_0 = 975 \frac{N_0}{n}$$

$$M_0 = 975 \frac{0,26kW}{120rpm}$$

$$M_0 = 2,1kg \cdot m$$

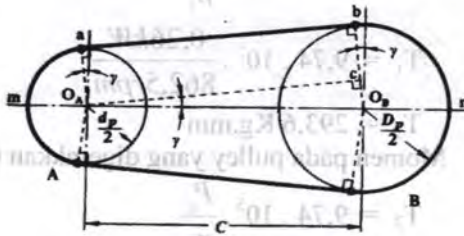
## 4. Beban per meter (q)

$$q = \frac{Q}{3,6V}$$

$$q = \frac{10,5}{3,6 \cdot 0,2}$$

$$q = 14,6 \frac{kg}{m}$$

## b. Perencanaan Pulley dan Belt



Gambar 4.10 Pulley dan Belt

Data – data yang diambil dari perencanaan sebelumnya adalah :

- Daya motor listrik (P) : 0,25 Hp
- Putaran motor listrik : 1725Rpm
- Di reduksi dengan transmisi 1 : 2

sehingga :

- Putaran poros 1 ( $n_1$ ) : 862,5 rpm
- Putaran poros 2 ( $n_2$ ) : 1078 rpm

Data – data yang dipilih dalam perencanaan :

- Jarak sumbu poros : 1200 mm
- Diameter pulley yang digerakkan : 30 mm

Maka :

### 1. Daya dan Momen Perencanaan

Dari Tabel D<sub>1</sub>, dipilih  $f_c = 1,4$

- Daya perencanaan ( $P_d$ )

$$P_d = f_c \cdot P$$

$$P_d = 1,4 \cdot 0,25 \text{ Hp}$$

$$P_d = 0,35 \text{ Hp}$$

$$P_d = 0,26 \text{ kW}$$

- Momen pada pulley penggerak ( $T_1$ )

$$T_1 = 9,74 \cdot 10^5 \cdot \frac{P_d}{n_1}$$

$$T_1 = 9,74 \cdot 10^5 \cdot \frac{0,26kW}{862,5rpm}$$

$$T_1 = 293,6 \text{ Kg.mm}$$

- Momen pada pulley yang digerakkan ( $T_2$ )

$$T_2 = 9,74 \cdot 10^5 \cdot \frac{P_d}{n_2}$$

$$T_2 = 9,74 \cdot 10^5 \cdot \frac{0,26kW}{1078rpm}$$

$$T_2 = 234,9 \text{ Kg.mm}$$

## 2. Pemilihan Belt

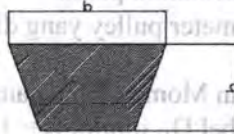
- Dari diagram D :
- Putaran pulley kecil : 1078 rpm
- Daya motor : 0,26 kW

Maka, Dipilih sabuk jenis V (V-Belt), tipe A.

Dari Tabel D<sub>2</sub>, diketahui dimensi V-Belt tipe A :

Lebar atas (b) = 13 mm, tinggi (h) = 8 mm dan

Luasan (A) = 0,81 cm<sup>2</sup>



Gambar 4.11 Dimensi belt

## 3. Diameter Pulley Penggerak ( $d_1$ )

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

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

$$d_1 = \frac{300 \text{ mm} \cdot 1078 \text{ rpm}}{862,5 \text{ rpm}}$$

$$d_1 = 374,95 \text{ mm}$$

#### 4. Kecepatan Linear

$$V_1 = \frac{2 \cdot \pi \cdot r_1 \cdot n_1}{60 \cdot 1000}$$

$$V_1 = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 18,75 \cdot 862,5}{6000}$$

$$V_1 = 16,92 \frac{\text{m}}{\text{dt}}$$

#### 5. Perhitungan Panjang Belt (L)

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

$$L = 2 \cdot 1200 + \frac{3,14}{2} (674,95) + \frac{1}{4(1200)} (74,95)^2$$

$$L = 3460,85 \text{ mm}$$

Dari tabel D<sub>2</sub>, dipilih belt dengan panjang 3550 mm

#### 6. Gaya Tarik Efektif

$$F_{\text{rated}} = \frac{102 \cdot P_d}{V}$$

$$F_{\text{rated}} = \frac{102 \cdot 0,26}{16,92} \text{ kg}$$

$$F_{\text{rated}} = 1,7 \text{ kgF}$$

Diketahui Overload Faktor ( $\beta$ ) = 1,2–1,5, dipilih 1,2, maka :

$$F_{\text{efektif}} (F_e) = F_{\text{rated}} \cdot \beta$$

$$F_e = 1,7 \text{ kg} \cdot 1,2$$

$$F_e = 2,04 \text{ kg}$$

Diketahui  $e^{f_a} = 3$  maka :



$$\frac{F_1}{F_2} = e^{f\alpha} \rightarrow \frac{F_1}{F_2} = 3 \rightarrow F_1 = 3 \cdot F_2$$

$$F_e = F_1 - F_2 \rightarrow F_2 = \frac{F_e}{2} = \frac{2,04 \text{ kg}}{2} = 1,02 \text{ kg}$$

$$F_e = 3,06 - 1,02 = 2,04 \text{ kg}$$

7. Tegangan yang timbul akibat beban ( $\sigma_d$ )

Diketahui :

$\sigma_o$  untuk V-Belt adalah sebesar  $12 \text{ kg/cm}^2$

$\Phi_0$  untuk V-Belt adalah  $0,7-0,9$ , dipilih  $0,7$

Maka :

$$\sigma_d = 2 \cdot \varphi_o \cdot \sigma_o$$

$$\sigma_d = 2 \cdot 0,7 \cdot 12$$

$$\sigma_d = 16,8 \cdot \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

8. Jumlah Belt ( $Z$ )

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

$$Z = \frac{2,04}{16,8 \cdot 0,81}$$

$$Z = 0,15$$

Jumlah belt direncanakan 1 buah

9. Tegangan maksimal yang ditimbulkan ( $\sigma_{\max}$ )

Dari Tabel D<sub>3</sub>, dipilih bahan belt dari *rubber canvas*, diketahui  $\gamma = 1,25-1,5 \text{ kg/dm}^3$  dan  $E_b = 800-1200 \text{ kg/cm}^2$ , dipilih  $\gamma = 1,5 \text{ kg/dm}^3$  dan  $E = 1200 \text{ kg/cm}^2$ .

Sehingga :

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

$$\sigma_{\max} = 12 + \frac{2,04}{1,62} + 1200 \cdot \frac{2,5}{300} + 1,5 \cdot \frac{16,9^2}{10,9,8}$$

$$\sigma_{\max} = 27,63 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

#### 10. Jumlah Putaran Belt per Detik (U)

$$U = \frac{V}{L} = \frac{16,9}{3,46} = 4,97 \frac{\text{putaran}}{\text{detik}}$$

#### 11. Umur Belt (H)

Diketahui :

- Jumlah Pulley yang berputar (x) = 2
- $\Sigma_{\text{fat}} = 90 \text{ kg/cm}^2$  (untuk V-Belt)
- M = 8 (untuk V-Belt)
- $N_{\text{base}} = 10^7$

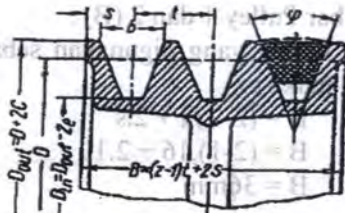
Maka :

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

$$H = \frac{10^7}{3600 \cdot 4,97 \cdot 2} \left[ \frac{90}{27,63} \right]^8 \text{ jam}$$

$$H = 3541637 \text{ jam operasi}$$

#### 12. Dimensi pulley



Gambar 4.12 Dimensi Pulley

Dari Tabel D<sub>4</sub>, didapat data-data sebagai berikut :

$$e = 12,5 \text{ mm} \quad t = 16 \text{ mm} \quad \varphi_0 = 34^\circ - 40^\circ$$

$$c = 3,5 \text{ mm} \quad s = 10 \text{ mm}$$

Maka :

- Dimensi pulley penggerak (pulley 1) :

$$D_{out} = D + 2.c$$

$$D_{out} = 374,9 + 2.3,5$$

$$D_{out} = 381,9 \text{ mm}$$

$$D_{in} = D_{out} - 2.e$$

$$D_{in} = 381,9 - 2.12,5$$

$$D_{in} = 356,9 \text{ mm}$$

- Dimensi pulley yang digerakkan (pulley 2) :

$$D_{out} = D + 2.c$$

$$D_{out} = 300 + 2.3,5$$

$$D_{out} = 307 \text{ mm}$$

$$D_{in} = D_{out} - 2.e$$

$$D_{in} = 307 - 2.12,5$$

$$D_{in} = 282 \text{ mm}$$

- Lebar Pulley 1 dan 2 (B) :

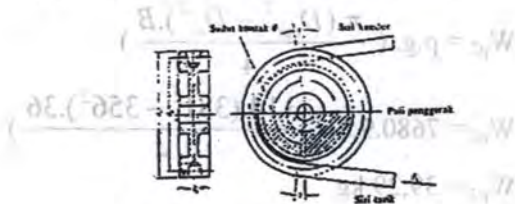
Pulley yang digunakan sebanyak 2 buah (Z=2),

maka :

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

$$B = (2-1).16 + 2.10$$

$$B = 36 \text{ mm}$$

13. Sudut Kontak ( $\alpha$ )

Gambar 4.13 Sudut Kontak

$$\alpha = 180^\circ - \frac{d_2 - d_1}{C} \cdot 60^\circ$$

$$\alpha = 180^\circ - \frac{300 - 374}{1200} \cdot 60^\circ$$

$$\alpha = 176^\circ$$

## 14. Gaya Pada Poros Pulley

Diketahui  $\phi = \phi_0 = 0,7$ , sehingga :

$$F_R = \frac{F_e}{\phi} \cdot \sin \frac{\alpha}{2}$$

$$F_R = \frac{2,04}{0,7} \cdot \sin \frac{176^\circ}{2}$$

$$F_R = 0,05 \text{ kg}$$

## 15. Berat Pulley

Dari Tabel A<sub>1</sub>, dipilih bahan pulley dari *alloy steel*

AISI 1050, dengan  $\rho = 7680 \text{ kg/m}^3$ , sehingga :

• Berat pulley penggerak ( $W_{p1}$ ):

$$W_{p1} = \rho \cdot g \cdot \left( \frac{\pi \cdot (D_{out}^2 - D_{in}^2) \cdot B}{4} \right)$$

$$W_{p1} = 7680 \cdot 9,8 \cdot \left( \frac{3,14 \cdot (307^2 - 282^2) \cdot 36}{4} \right)$$

$$W_{p1} = 31,3 \text{ kg}$$

- Berat pulley yang digerakkan ( $W_{p2}$ ) :

$$W_{p2} = \rho \cdot g \cdot \left( \frac{\pi \cdot (D_{out}^2 - D_{in}^2) \cdot B}{4} \right)$$

$$W_{p2} = 7680,9,8 \cdot \left( \frac{3,14 \cdot (381^2 - 356^2) \cdot 36}{4} \right)$$

$$W_{p2} = 39,29 \text{ kg}$$

### c. Perencanaan Roda Gigi



Gambar 4.14 Dimensi Spur Gear

Data perhitungan sebelumnya adalah :

- Daya Perencanaan = 0,35 Hp = 0,26 kW
- Putaran pulley ( $n_2$ ) : 1078 rpm direduksi oleh transmisi dengan perbandingan 6 : 1, sehingga Putaran pinion ( $n_3$ ) = 180 rpm

Maka data-data yang direncanakan adalah :

- Gear → Standard 20 degree Full Depth
- Diametral pitch circle (P) = 0,25 in
- Perbandingan putaran = 3 : 2
- Jarak center antar poros = 500 mm
- Jumlah gigi pinion = 40 gigi

a. Perbandingan Putaran



$$\frac{n_4}{n_3} = \frac{2}{3}$$

$$n_4 = \frac{2.180 \text{ rpm}}{3}$$

$$n_4 = 120 \text{ rpm}$$

b. Diameter Pitch Circle (d)

- Pinion

$$d_1 = \frac{Nt}{P}$$

$$d_1 = \frac{40}{0,25}$$

$$d_1 = 160 \text{ in}$$

- Gear

$$d_2 = \frac{2.d_1}{3}$$

$$d_2 = \frac{2.160}{3}$$

$$d_2 = 240 \text{ in}$$

3. Circular pitch (p)

$$p = \frac{\pi \cdot d}{Nt}$$

$$p = \frac{3,14 \cdot 160}{40}$$

$$p = 12,56 \text{ in}$$

4. Torsi (T)

- pinion

$$T = \frac{HP.63000}{n}$$

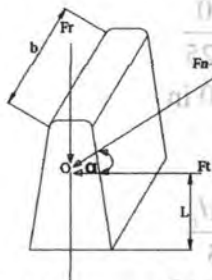
$$T = \frac{0,33.63000}{180} = 115,5 \text{ lb} \cdot \text{in}$$

- Gear

$$T = \frac{HP.63000}{n}$$

$$T = \frac{0,33.63000}{120} = 173,25 \text{ lb} \cdot \text{in}$$

5. Besar gaya Tangensial (Ft)



Gambar 4.15 Gaya-gaya pada Spur Gear

- Pinion

$$F_t = \frac{T}{d} = \frac{2.115,5}{160} = 1,4 \text{ lb}$$

- Gear

$$F_t = \frac{T}{d} = \frac{2.173,25}{240} = 1,4 \text{ lb}$$

6. Gaya Radial (Fr)

$$Fr = F_t \cdot \tan \phi$$

$$Fr = 1,4 \text{ lb} \cdot \tan 20^\circ = 0,5 \text{ lb}$$

7. Kecepatan Pitch line ( $V_p$ )

$$V_p = \frac{\pi \cdot d \cdot n}{12}$$

$$V_p = \frac{3,14 \cdot 160 \cdot 180}{12} = 45216 \frac{ft}{menit}$$

8. Beban Dinamis ( $F_d$ )

Untuk kecepatan keliling ( $V_p$ ) yang terletak diantara

di 5.4225 :

$$V_p \geq 4000 \frac{ft}{menit},$$

$$\text{berlaku } F_d = \frac{78 + V_p}{78} \cdot Ft$$

$$F_d = \frac{78 + 45216}{78} \cdot 1,1 = 635,13 \text{ lb}$$

9. Lebar Gigi (b)

Dari Tabel I<sub>2</sub>, faktor beban aus didapat :

- o Untuk pinion dan gear dipilih bahan dari average Steel (BHN 150) and cast iron, dengan  $S_o = 50.000 \text{ psi}$ ,  $K = 41$ ,

$$b = \frac{F_d}{d \cdot Q \cdot k} \text{ dimana } Q = \frac{d_g}{d_p + d_g}$$

Untuk Pinion :

$$Q = \frac{240}{160 + 240} = 0,6$$

$$b = \frac{635,13}{160 \cdot 0,6 \cdot 41} = 0,16 \text{ in}$$

Untuk Gear :

$$b = \frac{635,13}{240 \cdot 0,6 \cdot 41} = 0,11 \text{ in}$$

10. Beban yang diijinkan ( $F_b$ )

Dari Tabel I<sub>3</sub>, diketahui nilai Y

o Untuk Pinion,  $Y = 0,389$

o Untuk Gear,  $Y = 0,421$

- Pinion

$$F_b = \frac{S_b \cdot Y}{P}$$

$$F_b = \frac{50000 \cdot 0,16 \cdot 0,389}{0,25} = 12554,2 \text{ lb}$$

- Gear

$$F_b = \frac{S_b \cdot Y}{P}$$

$$F_b = \frac{50000 \cdot 0,11 \cdot 0,421}{0,25} = 9262 \text{ lb}$$

## 11. Persamaan AGMA

o Persamaan kekuatan AGMA adalah ;

$$\sigma_t = \frac{F_t \cdot K_o \cdot P \cdot K_s \cdot K_m}{K_v \cdot b \cdot J}$$

$$\text{dan } S_{ad} = \frac{S_{at} \cdot K_t}{K_T \cdot K_R}$$

Dimana :

$K_o = 1$  (Tabel I<sub>4</sub>)

$K_s = 1$  (Roda gigi lurus)

$K_m = 1,7$  (Tabel I<sub>5</sub>)

$K_v = 1$  (Grafik I<sub>6</sub>)

$J = 0,3$  (Grafik I<sub>7</sub>)

$S_{at} = 36000 \text{ psi}$  (Tabel I<sub>8</sub>)

$K_L = 1$  (Tabel I<sub>9</sub>)

$K_R = 1,5$  (Tabel I<sub>10</sub>)

$(K_T) = 1$

Data yang diambil dari perhitungan sebelumnya adalah :

$F_t = 1,1 \text{ lb}$ ,  $p = 12,56$ ,  $b = 0,16 \text{ in}$   
 Sehingga :

$$\sigma_t = \frac{1,1 \cdot 12,56 \cdot 1,17}{1,0 \cdot 16 \cdot 0,3}$$

$$\sigma_t = 482,2 \text{ psi}$$

Dan

$$S_{ad} = \frac{25000 \text{ psi} \cdot 1}{1,15}$$

$$S_{ad} = 16666,67$$

Karena  $S_{ad} > \sigma_t$  maka perhitungan aman.

o Persamaan Keausan AGMA :

$$\sigma_c = C_p \sqrt{\frac{F_t \cdot C_0 \cdot C_s \cdot C_m \cdot C_f}{C_v \cdot d \cdot b \cdot I}}$$

$$\sigma_c \leq S_{ac} \left[ \frac{C_L \cdot C_H}{C_T \cdot C_R} \right]$$

Dimana :

$$C_0 = 1,5 \quad (\text{Tabel I}_4)$$

$$C_s = 1,25$$

$$C_m = 1,1 \quad (\text{Tabel I}_{11})$$

$$C_f = 1,25$$

$$C_v = 1 \quad (\text{Grafik I}_{12})$$

$$I = 0,07 \quad (\text{Grafik I}_{13})$$

$$S_{ac} = 120000 \text{ psi} \quad (\text{Tabel I}_{14})$$

$$C_L = 1 \quad (\text{Tabel I}_{15})$$

$$C_T = 1$$

$$C_H = 1 \quad (\text{Grafik I}_{16})$$

$$C_R = 1 \quad (\text{Tabel I}_{17})$$

$$C_p = 2300 \quad (\text{Tabel I}_{18})$$

Sehingga :

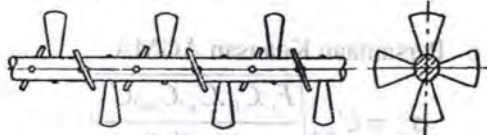


$$\sigma_c = 2300 \sqrt{\frac{1,1,1,5,1,25,1,1,1,25}{1,5 \cdot 160 \cdot 0,16 \cdot 0,07}}$$

$$\sigma_c = 1196,2 \leq 120000 \left[ \frac{1,1}{1,1} \right]$$

Karena  $\sigma_c \leq S_{ac} \left[ \frac{C_L \cdot C_H}{C_T \cdot C_R} \right]$ , maka perhitungan aman akan aus.

#### d. Perencanaan Poros



Gambar 4.16 Poros Mesin Pencampur

Di poros *Screw* ini terdapat dua bantalan dan satu roda gigi.

Data dari perhitungan sebelumnya ;

- Daya perencanaan (Pd) = 0,33 Hp = 0,26 kW
- Putaran *Screw* = 120 rpm

Data-data yang diketahui :

- Gaya Tangensial Roda Gigi (Ft) = 1,4 lb = 6,2 N
- Gaya Radial Roda Gigi (Fr) = 0,5 lb = 2,26 N

Dari Tabel A<sub>4</sub> dipilih bahan screw dari aluminium

(6063-0), dengan  $\rho = 2829 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$

Berat Screw (Ws) :

$$W_s = \rho_{\text{screw}} \cdot \text{Volume}_{\text{roll}}$$

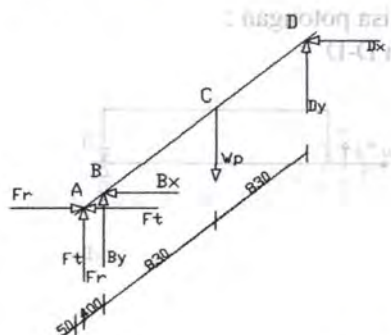
$$W_s = \rho_{\text{Roll}} \cdot \left( \pi \cdot r_{\text{screw}}^2 L \right)$$

$$W_s = 2829 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot (3,14 \cdot 0,1 \text{m}^2 \cdot 1,6 \text{m}) = 142,13 \text{ kg} \cdot 9,8 \frac{\text{m}}{\text{dt}^2}$$

$$W_s = 1392 \text{ N}$$

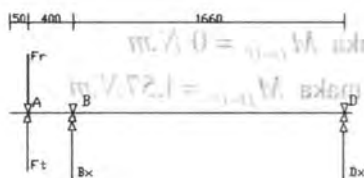
$$W_s = 1392 \text{ N}$$

1. Analisa gaya yang bekerja pada poros



Gambar 4.17 Distribusi gaya pada poros mesin Pencampur

Sumbu X :



(+)

$$\Sigma M_D = 0$$

$$F_t(2,06) - F_r(2,06) + B_x(1,66) = 0$$

$$6,2(2,06) - 2,26(2,06) + B_x(1,66) = 0$$

$$1,66B_x = -8,12$$

$$B_x = -4,89 \text{ N}$$

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

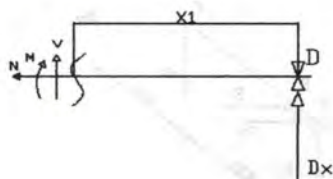
$$F_t + B_x + D_x - F_r = 0$$

$$6,2 - 4,89 + D_x - 2,26 = 0$$

$$D_x = 0,95 N$$

2. Analisa potongan :

Potongan D-D'



$$\oplus \Sigma M = 0$$

$$M_{D-D'} - D_x(x_1) = 0$$

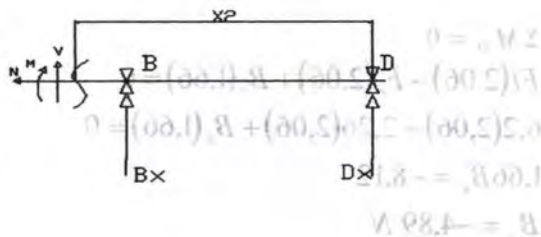
$$M_{D-D'} - 0,95(x_1) = 0$$

$$M_{D-D'} = 0,95(x_1)$$

Jika  $x_1 = 0$ , maka  $M_{D-D'} = 0 N.m$

Jika  $x_1 = 1,66$ , maka  $M_{D-D'} = 1,57 N.m$

Potongan B-B'



$$\oplus \Sigma M = 0$$

$$M_{B-B'} - D_x(x_2) - B_x(x_2 - 1,66) = 0$$

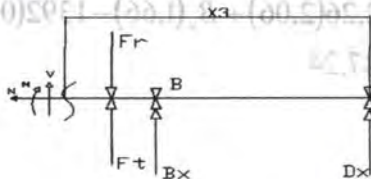
$$M_{B-B'} - 0,95(x_2) + 4,89(x_2 - 1,66) = 0$$

$$M_{B-B'} = 0,95(x_2) - 4,89(x_2 - 1,66)$$

Jika  $x_2 = 1,66$ , maka  $M_{B-B'} = 1,57 \text{ N.m}$

Jika  $x_2 = 2,06$ , maka  $M_{B-B'} = 0,01 \text{ N.m}$

Potongan A-A'



$$\oplus \Sigma M = 0$$

$$M_{A-A'} - D_x(x_3) - B_x(x_3 - 1,66) - F_t(x_3 - 2,06) + F_r(x_3 - 2,06) = 0$$

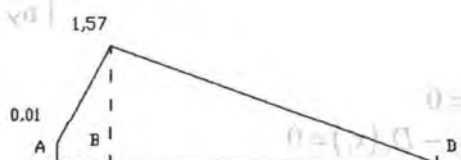
$$M_{A-A'} - 0,95(x_3) + 4,89(x_3 - 1,66) - 6,2(x_3 - 2,06) + 2,26(x_3 - 2,06) = 0$$

$$M_{A-A'} = 0,95(x_3) - 4,89(x_3 - 1,66) + 6,2(x_3 - 2,06) - 2,26(x_3 - 2,06)$$

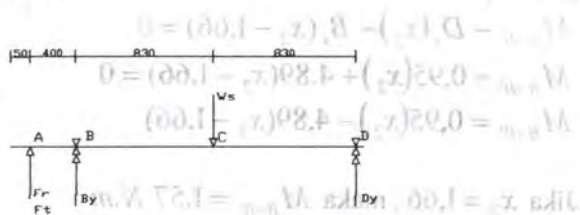
Jika  $x_3 = 2,06$ , maka  $M_{C-C'} = 0,01 \text{ N.m}$

Jika  $x_3 = 2,11$ , maka  $M_{C-C'} = 0,01 \text{ N.m}$

### 3. Diagram momen :



Sumbu Y :



⊕

$$\Sigma M_D = 0$$

$$F_t(2,06) + F_r(2,06) + B_y(1,66) - W(0,83)_s = 0$$

$$6,2(2,06) + 2,26(2,06) + B_y(1,66) - 1392(0,83)_s = 0$$

$$1,66B_y = 1147,24$$

$$B_y = 691,1 \text{ N}$$

⊕

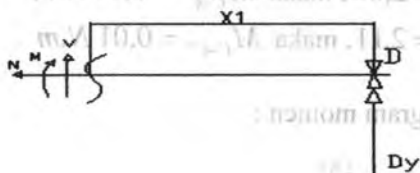
$$\Sigma F_x = 0$$

$$F_t + F_r + B_y - W_s + D_y = 0$$

$$6,2 + 2,26 + 691,1 - 1392 + D_y = 0$$

$$D_y = 692,4 \text{ N}$$

Potongan D-D'



⊕

$$\Sigma M = 0$$

$$M_{D-D'} - D_y(x_1) = 0$$

$$M_{D-D'} - 692,4(x_1) = 0$$

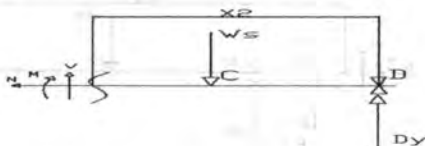


$$M_{D-D'} = 692,4(x_1)$$

Jika  $x_1 = 0$ , maka  $M_{D-D'} = 0 \text{ N.m}$

Jika  $x_1 = 0,83$ , maka  $M_{D-D'} = 574,7 \text{ N.m}$

Potongan C-C'



$$\oplus \Sigma M = 0$$

$$M_{C-C'} - D_y(x_2) + W_s(x_2 - 0,83) = 0$$

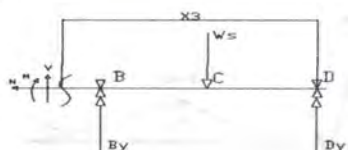
$$M_{C-C'} - 692,4(x_2) + 1392(x_2 - 0,83) = 0$$

$$M_{C-C'} = 692,4(x_2) - 1392(x_2 - 0,83)$$

Jika  $x_2 = 0,83$ , maka  $M_{C-C'} = 574,7 \text{ N.m}$

Jika  $x_2 = 1,66$ , maka  $M_{C-C'} = -5,96 \text{ N.m}$

Potongan B-B'



$$\oplus \Sigma M = 0$$

$$M_{B-B'} - D_y(x_3) + W_s(x_3 - 0,83) - B_y(x_3 - 1,66) = 0$$

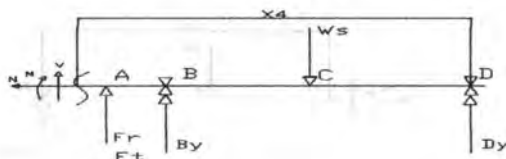
$$M_{B-B'} - 692,4(x_3) + 1392(x_3 - 0,83) - 691,1(x_3 - 1,66) = 0$$

$$M_{B-B'} = 692,4(x_3) - 1392(x_3 - 0,83) + 691,1(x_3 - 1,66)$$

Jika  $x_3 = 1,66$ , maka  $M_{B-B'} = -5,96 \text{ N.m}$

Jika  $x_3 = 2,06$ , maka  $M_{B-B'} = 2077,46 \text{ N.m}$

Potongan A-A'



$$\oplus \Sigma M = 0$$

$$M_{A-A'} - D_y(x_4) + W_y(x_4 - 0,83) - B_y(x_4 - 1,66) - F_r(x_4 - 2,06) - F_t(x_4 - 2,06) = 0$$

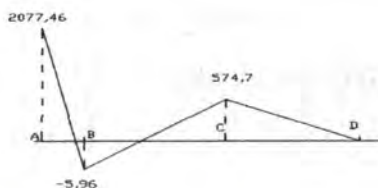
$$M_{A-A'} - 692,4(x_4) + 1392(x_4 - 0,83) - 691,1(x_4 - 1,66) - 2,26(x_4 - 2,06) - 6,2(x_4 - 2,06) = 0$$

$$M_{A-A'} = 692,4(x_4) - 1392(x_4 - 0,83) + 691,1(x_4 - 1,66) + 2,26(x_4 - 2,06) + 6,2(x_4 - 2,06)$$

Jika  $x_4 = 2,06$ , maka  $M_{A-A'} = 2077,46 \text{ N.m}$

Jika  $x_4 = 2,11$ , maka  $M_{A-A'} = -9,37 \text{ N.m}$

Diagram momen :



### 5. - Diameter Poros

Data dari perhitungan sebelumnya ;

- $M_{\text{terbesar}} = 2077,46 \text{ N.m}$

- Torsi =  $173,25 \text{ lbf.in} = 19,5 \text{ N.m}$

$$M_t = \sqrt{(19,5)^2 + (2077,46)^2}$$

$$M_t = 2077,5 \text{ N.m}$$

Dari Tabel A<sub>1</sub>, dipilih :

- Bahan poros dari Carbon steel AISI 1137
- Yeild Strength = 938 MPa =  $938 \cdot 10^6 \frac{N}{m^2}$

Dari tabel E, dipilih angka keamanan (N) sebesar 2,5

Dari Tabel F, faktor k dipilih sebesar 1

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_t \cdot N}{S_{yp} \cdot k \cdot \pi}}$$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 2077,5 \cdot 2,5}{938 \cdot 10^6 \cdot 1 \cdot 3,14}}$$

$$d \geq 0,03m$$

$$d \geq 30mm$$

#### e. Perencanaan Bantalan

Dari Tabel G, Tentang pemilihan bantalan, dipilih bantalan jenis gelinding (*ball bearing – single row – deep groove*), dengan data-data sebagai berikut :

$$\text{Bearing Number} = 6206$$

$$d = 30 \text{ mm}$$

$$D = 62 \text{ mm}$$

$$B = 16 \text{ mm}$$

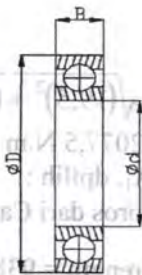
$$C_0 = 2320 \text{ lb}$$

$$C = 3350 \text{ lb}$$

Data-data lain yang dipilih adalah :

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

$$b = 3 \text{ (untuk bantalan gelinding)}$$



Gambar 4.18 Dimensi Bantalan

### 1. Bantalan 1

Data dari perhitungan sebelumnya didapat

- $F_{x1} = B_x = 4,89 \text{ N}$  dan  $F_{y1} = B_y = 691,1 \text{ N}$
- $n = 120 \text{ rpm}$

Sehingga :

$$F_{r1} = \sqrt{(F_{x1})^2 + (F_{y1})^2}$$

$$F_{r1} = \sqrt{(4,89)^2 + (691,1)^2}$$

$$F_{r1} = 691,1 \text{ N}$$

$$P_1 = V \cdot F_{r1}$$

$$P_1 = 1 \cdot 691,1 = 691 \text{ N}$$

$$P_1 = 155,47 \text{ lb}$$

Umur Bantalan 1

$$L_{10h} = \left[ \frac{C}{P_1} \right]^b \times \frac{10^6}{60 \cdot n}$$

$$L_{10h} = \left[ \frac{3350}{155,47} \right]^3 \times \frac{10^6}{60 \cdot 120}$$

$$L_{10h} = 1389994$$

Jadi umur bantalan 1 adalah 1389994 jam kerja.

### 2. Bantalan 2

Data dari perhitungan sebelumnya didapat :

- $F_{x2} = D_x = 0,95 \text{ N}$  dan  $F_{y2} = D_y = 692,4 \text{ N}$

$$\bullet \quad n = 120 \text{ rpm}$$

$$F_{r2} = \sqrt{(F_{x1})^2 + (F_{y1})^2}$$

$$F_{r2} = \sqrt{(0,95)^2 + (692,4)^2}$$

$$F_{r2} = 692,4 \text{ N}$$

$$P_2 = V \cdot F_{r2}$$

$$P_2 = 1 \cdot 692,4 = 692,4 \text{ N}$$

$$P_2 = 155,79 \text{ lb}$$

Umur Bantalan 2

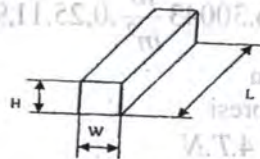
$$L_{10h} = \left[ \frac{C}{P_2} \right]^b \times \frac{10^6}{60 \cdot n}$$

$$L_{10h} = \left[ \frac{3350}{155,79} \right]^3 \times \frac{10^6}{60 \cdot 120}$$

$$L_{10h} = 1380341$$

Jadi umur bantalan 2 adalah 1380341 jam kerja.

#### f. Perencanaan Pasak



Gambar 4.19 Dimensi Pasak

Data dari perhitungan sebelumnya adalah :

- Diameter poros ( $D$ ) = 30 mm = 11,9 in
- Torsi terbesar, yang bekerja pada poros = 2077,46 Nm = 18406 lb.in

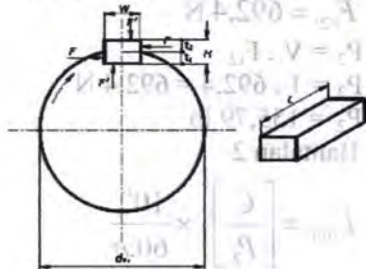
Dari Tabel H, dipilih pasak jenis datar segi empat, dengan data-data sebagai berikut :



- Lebar ( $W$ ) = 0,25 in
- Tinggi ( $H$ ) = 0,25 in

Dari Tabel A<sub>1</sub>, dipilih bahan pasak AISI 1020, dengan Yield Strength sebesar 207 Mpa = 30043 lb/in<sup>2</sup>.

Dari Tabel F, dipilih  $k_s = 0,6$  dan  $k_c = 1,2$



Gambar 4.20 Gaya-Gaya yang bekerja pada pasak

Dari Tabel E, dipilih  $N = 3$

#### 1. Tinjauan Geser

$$L \geq \frac{2T.N}{K_s.Syp.W.D}$$

$$L \geq \frac{2.18406 \text{ lb.in.}^3}{0,6.30043 \frac{\text{lb}}{\text{in}^2} \cdot 0,25 \cdot 11,9}$$

$$L > 2 \text{ in}$$

#### 2. Tinjauan Kompresi

$$L \geq \frac{4.T.N}{K_c.Syp.W.D}$$

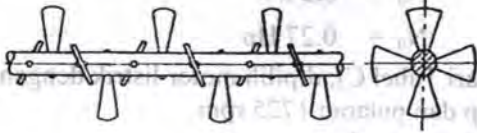
$$L \geq \frac{4.18406 \text{ lb.in.}^3}{1,2.30043 \frac{\text{lb}}{\text{in}^2} \cdot 0,25 \cdot 11,9}$$

$$L > 2 \text{ in}$$

Jadi Panjang Pasak minimum agar aman adalah sebesar 2 in.

### 4.3 Mesin Vacuum extruder

#### a. Perencanaan Screw



Gambar 4.21 Screw Conveyors Paddle Flight

Kapasitas ( $Q$ ) = 10,5 ton/jam

Direncanakan :

- Diameter Screw ( $D$ ) = 200 mm
- Pitch Screw ( $S$ ) = 100 mm
- Panjang ( $L$ ) = 1800 mm

Data-data yang dipilih adalah sebagai berikut :

- Loading efficiency ( $\psi$ ) :

Dari Tabel J<sub>2</sub>, Tentang *loading efficiency*, dipilih  $\psi = 0,4$  (raw material termasuk jenis material non-abrasive).

- Putaran Screw ( $n$ ) :

Dari Tabel J<sub>1</sub>, Tentang pemilihan Putaran Screw, dipilih 25 rpm.

- Berat Jenis raw material ( $\gamma$ ) :

Dari Tabel B, Tentang Klasifikasi Material, dipilih  $\gamma = 100 \text{ lb/ft}^3 = 1601,8 \text{ Kg/m}^3$ .

- B Dipilih  $0^\circ$  dan  $C = 1$  karena conveyor bekerja secara horizontal.
- $\omega_0 = 4,0$  (material Clay)

Dari data-data diatas, maka :

1. Daya yang dibutuhkan ( $N_0$ )

$$N_0 = \frac{Q.L.\omega_0}{367}$$

$$N_0 = \frac{10,5 \cdot 1,8 \cdot 4}{367}$$

$$N_0 = 0,2 \text{ kW}$$

$$N_0 = 0,27 \text{ Hp}$$

Dari Tabel C<sub>2</sub>, dipilih motor listrik dengan daya 0,33 Hp dan putaran 1725 rpm.

2. Kecepatan (V)

$$V = \frac{S \cdot n}{60}$$

$$V = \frac{0,1m \cdot 25rpm}{60}$$

$$V = 0,04 \frac{m}{dt}$$

3. Torsi untuk memutar screw (M<sub>0</sub>)

$$M_0 = 975 \frac{N_0}{n}$$

$$M_0 = 975 \frac{0,27}{25}$$

$$M_0 = 10,53 \text{ kg.m}$$

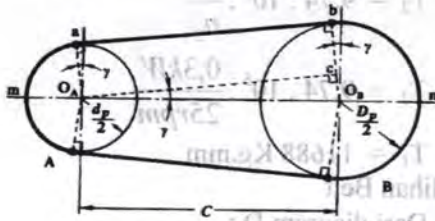
4. Beban per meter (q)

$$q = \frac{Q}{3,6 \cdot V}$$

$$q = \frac{10,5}{3,6 \cdot 0,04}$$

$$q = 72,9 \frac{kg}{m}$$

## b. Perencanaan Pulley dan Belt



Gambar 4.22 Pulley dan Belt

Data – data yang diambil dari perencanaan sebelumnya adalah :

- Daya motor listrik (P) : 0,33 Hp = 0,25 kW
- Putaran motor listrik (n1) : 1725 Rpm
- Putaran Roll (n2) : 25 Rpm

Data – data yang dipilih dalam perencanaan :

- Jarak sumbu poros : 1600 mm
- Diameter pulley yang digerakkan : 1786 mm

Maka :

### 1. Daya dan Momen Perencanaan

Dari Tabel D1, dipilih  $f_c \approx 1,4$

- Daya perencanaan ( $P_d$ )

$$P_d = f_c \cdot P$$

$$P_d = 1,4 \cdot 0,33 \text{ Hp}$$

$$P_d = 0,46 \text{ Hp}$$

$$P_d = 0,3 \text{ kW}$$

- Momen pada pulley penggerak ( $T_1$ )

$$T_1 = 9,74 \cdot 10^5 \cdot \frac{P_d}{n_1}$$

$$T_1 = 9,74 \cdot 10^5 \cdot \frac{0,3 \text{ kW}}{215,6 \text{ rpm}}$$

$$T_1 = 1355,3 \text{ Kg.mm}$$

- Momen pada pulley yang digerakkan ( $T_2$ )

$$T_2 = 9,74 \cdot 10^5 \cdot \frac{P_d}{n_2}$$

$$T_2 = 9,74 \cdot 10^5 \cdot \frac{0,3kW}{25rpm}$$

$$T_1 = 11688 \text{ Kg.mm}$$

## 2. Pemilihan Belt

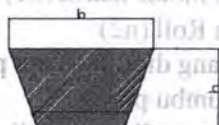
- Dari diagram D :
- Putaran pulley kecil : 215,6 rpm
- Daya motor : 0,33 Hp

Maka, Dipilih sabuk jenis V (V-Belt), tipe B.

Dari Tabel  $D_2$ , diketahui dimensi V-Belt tipe B :

Lebar atas ( $b$ ) = 17 mm, tinggi ( $h$ ) = 10,5 mm dan

Luasan ( $A$ ) =  $1,38 \text{ cm}^2$



Gambar 4.23 Dimensi belt

## 3. Diameter Pulley Penggerak ( $d_1$ )

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

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

$$d_1 = \frac{1786mm \cdot 25rpm}{215,6rpm}$$

$$d_1 = 207 \text{ mm}$$

## 4. Kecepatan Linear

$$V = \frac{2 \cdot \pi \cdot r_1 \cdot n_1}{60.100}$$



$$V = \frac{2.3,14.10,35.215,6}{6000}$$

$$V = 2,34 \frac{m}{dt}$$

### 5. Perhitungan Panjang Belt (L)

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

$$L = 2.1600 + \frac{3,14}{2} (1993) + \frac{1}{4(1600)} (1579)^2$$

$$L = 6718,7 \text{ mm}$$

Dari tabel D<sub>2</sub>, dipilih belt dengan panjang 6300 mm

### 6. Gaya Tarik Efektif

$$F_{\text{rated}} = \frac{102.P_d}{V}$$

$$F_{\text{rated}} = \frac{102.0,3}{2,34} \text{ kg}$$

$$F_{\text{rated}} = 13,1 \text{ kgF}$$

Diketahui Overload Faktor ( $\beta$ ) = 1,2–1,5, dipilih 1,2, maka :

$$F_{\text{efektif}} (F_e) = F_{\text{rated}} \cdot \beta$$

$$F_e = 13,1 \text{ kg} \cdot 1,2$$

$$F_e = 15,72 \text{ kg}$$

Diketahui  $e^{f\alpha} = 3$  maka :

$$\frac{F_1}{F_2} = e^{f\alpha} \rightarrow \frac{F_1}{F_2} = 3 \rightarrow F_1 = 3.F_2$$

$$F_e = F_1 - F_2 \rightarrow$$

$$F_2 = \frac{F_e}{2} = \frac{15,72 \text{ kg}}{2} = 7,86 \text{ kg}$$

$$F_e = 3.7,86 \text{ kg} = 23,58 \text{ kg}$$

7. Tegangan yang timbul akibat beban ( $\sigma_d$ )

Diketahui :

 $\sigma_0$  untuk V-Belt adalah sebesar 12 kg/cm<sup>2</sup> $\Phi_0$  untuk V-Belt adalah 0,7-0,9, dipilih 0,7

Maka :

$$\sigma_d = 2 \cdot \phi_0 \cdot \sigma_0$$

$$\sigma_d = 2 \cdot 0,7 \cdot 12$$

$$\sigma_d = 16,8 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

## 8. Jumlah Belt (Z)

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

$$Z = \frac{23,58}{16,81,38}$$

$$Z = 1,02$$

Jumlah belt direncanakan 1 buah

9. Tegangan maksimal yang ditimbulkan ( $\sigma_{\max}$ )

Dari Tabel D<sub>3</sub>, dipilih bahan belt dari *rubber canvas*, diketahui  $\gamma = 1,25-1,5 \text{ kg/dm}^3$  dan  $E_b = 800-1200 \text{ kg/cm}^2$ , dipilih  $\gamma = 1,5 \text{ kg/dm}^3$  dan  $E = 1200 \text{ kg/cm}^2$ .

Sehingga :

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

$$\sigma_{\max} = 12 + \frac{23,58}{2,76} + \frac{1200 \cdot 2,5}{300} + \frac{1,5 \cdot 2,34^2}{10 \cdot 9,8}$$

$$\sigma_{\max} = 31,4 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

## 10. Jumlah Putaran Belt per Detik (U)

$$U = \frac{V}{L} = \frac{2,34}{6,72} = 0,39 \frac{\text{putaran}}{\text{detik}}$$

## 11. Umur Belt (H)

Diketahui :

- Jumlah Pulley yang berputar (x) = 2
- $\Sigma_{fat} = 90 \text{ kg/cm}^2$  (untuk V-Belt)
- M = 8 (untuk V-Belt)
- $N_{base} = 10^7$

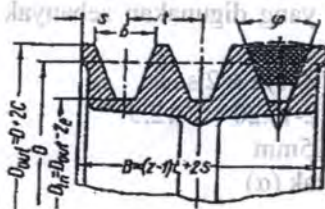
Maka :

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

$$H = \frac{10^7}{3600 \cdot 0,39 \cdot 2} \left[ \frac{90}{31,4} \right]^8 \text{ jam}$$

$$H = 16222051 \text{ jam operasi}$$

## 12. Dimensi pulley



Gambar 4.24 Dimensi Pulley

Dari Tabel D<sub>4</sub>, didapat data-data sebagai berikut :

$$e = 16 \text{ mm} \quad t = 20 \text{ mm} \quad \phi_0 = 34^\circ - 40^\circ$$

$$c = 5 \text{ mm} \quad s = 12,5 \text{ mm}$$

Maka :

- Dimensi pulley penggerak (pulley 1) :

$$D_{out} = D + 2 \cdot c$$

$$D_{out} = 207 + 2.5$$

$$D_{out} = 217,1mm$$

$$D_{in} = D_{out} - 2.e$$

$$D_{in} = 217,1 - 2.16$$

$$D_{in} = 185,1mm$$

- Dimensi pulley yang digerakkan (pulley 2) :

$$D_{out} = D + 2.c$$

$$D_{out} = 1786 + 2.5$$

$$D_{out} = 1796mm$$

$$D_{in} = D_{out} - 2.e$$

$$D_{in} = 1786 - 2.16$$

$$D_{in} = 1764mm$$

- Lebar Pulley 1 dan 2 (B) :

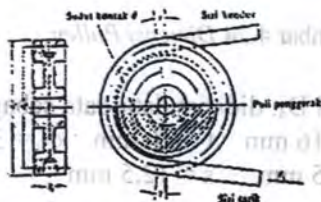
Pulley yang digunakan sebanyak 2 buah ( $Z=2$ ),  
maka :

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

$$B = (2-1).20 + 2.12,5$$

$$B = 25mm$$

### 13. Sudut Kontak ( $\alpha$ )



Gambar 4.25 Sudut Kontak

$$\alpha = 180^\circ - \frac{d_2 - d_1}{C} \cdot 60^\circ$$

$$\alpha = 180^\circ - \frac{1786 - 207}{1600} \cdot 60^\circ$$

$$\alpha = 239^\circ$$

#### 14. Gaya Pada Poros Pulley

Diketahui  $\varphi = \varphi_0 = 0,7$ , sehingga :

$$F_R = \frac{F_e}{\varphi} \cdot \sin \frac{\alpha}{2}$$

$$F_R = \frac{23,58}{0,7} \cdot \sin \frac{239^\circ}{2}$$

$$F_R = 0,51 \text{ kg}$$

#### 15. Berat Pulley

Dari Tabel A<sub>1</sub>, dipilih bahan pulley dari *alloy steel* AISI 1050, dengan  $\rho = 7680 \text{ kg/m}^3$ , sehingga :

- Berat pulley penggerak ( $W_{p1}$ ) :

$$W_{p1} = \rho \cdot g \cdot \left( \frac{\pi \cdot (D_{out}^2 - D_{in}^2) \cdot B}{4} \right)$$

$$W_{p1} = 7680 \cdot 9,8 \cdot \left( \frac{3,14 \cdot (217,1^2 - 185,1^2) \cdot 36}{4} \right)$$

$$W_{p1} = 34,3 \text{ kg}$$

- Berat pulley yang digerakkan ( $W_{p2}$ ) :

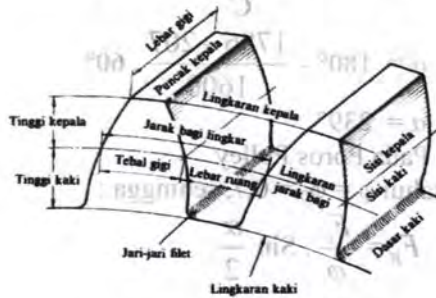
$$W_{p2} = \rho \cdot g \cdot \left( \frac{\pi \cdot (D_{out}^2 - D_{in}^2) \cdot B}{4} \right)$$

$$W_{p2} = 7680 \cdot 9,8 \cdot \left( \frac{3,14 \cdot (1796^2 - 1764^2) \cdot 36}{4} \right)$$

$$W_{p2} = 302,9 \text{ kg}$$



### c. Perencanaan Roda Gigi



Gambar 4.26 Dimensi Spur Gear

Data perhitungan sebelumnya adalah :

- Daya perencanaan (Pd) = 0,46 Hp
- Putaran Pinion = 25 rpm

Maka data-data yang direncanakan adalah :

- Gear → Standard 20 degree Full Depth
- Diametral Pitch (P) = 0,25 in
- Jumlah gigi Pinion = 38 gigi
- Perbandingan Putaran = 1 : 1

1. Perbandingan Putaran

$$\frac{n_4}{n_3} = 1$$

$$n_4 = \frac{2.25 \text{ rpm}}{1} = 25 \text{ rpm}$$

2. Diameter Pitch Circle (d)

- Pinion

$$d_1 = \frac{Nt}{P}$$

$$d_1 = \frac{38}{0,25} = 152 \text{ in}$$

- Gear

$$d_2 = \frac{1 \cdot d_1}{1} = \frac{152}{1} = 152 \text{ in}$$

$$d_2 = \frac{1 \cdot 152}{1} = 152 \text{ in}$$

3. Circular pitch (p)

$$p = \frac{\pi \cdot d}{Nt}$$

$$p = \frac{3,14 \cdot 152}{38} = 12,56 \text{ in}$$

4. Torsi (T)

- pinion

$$T = \frac{HP \cdot 63000}{n}$$

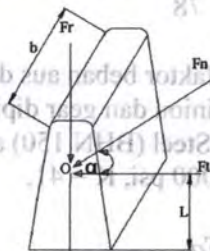
$$T = \frac{0,46 \cdot 63000}{25} = 1159,2 \text{ lb} \cdot \text{in}$$

- Gear

$$T = \frac{HP \cdot 63000}{n}$$

$$T = \frac{0,46 \cdot 63000}{25} = 1159,2 \text{ lb} \cdot \text{in}$$

5. Besar gaya Tangensial (Ft)



Gambar 4.27 Gaya-gaya pada Spur Gear

- Pinion

$$F_t = \frac{T}{\frac{d}{2}} = \frac{2.1159,2}{152} = 15,25 \text{ lb}$$

- Gear

Karena perbandingan 1 : 1

$$F_t = 15,25 \text{ lb}$$

6. Gaya Radial ( $F_r$ )

$$F_r = F_t \cdot \tan \theta$$

$$F_r = 15,25 \text{ lb} \cdot \tan 20^\circ = 5,55 \text{ lb}$$

7. Kecepatan Pitch line ( $V_p$ )

$$V_p = \frac{\pi \cdot d \cdot n}{12}$$

$$V_p = \frac{3,14 \cdot 152 \cdot 25}{12} = 5966 \frac{\text{ft}}{\text{menit}}$$

8. Beban Dinamis ( $F_d$ )

Untuk kecepatan keliling ( $V_p$ ) yang terletak diantara :

$$V_p \geq 4000 \frac{\text{ft}}{\text{menit}},$$

$$\text{berlaku } F_d = \frac{78 + V_p}{78} \cdot F_t$$

$$F_d = \frac{78 + 5966}{78} \cdot 10,94 = 847,87 \text{ lb}$$

9. Lebar Gigi ( $b$ )

Dari Tabel 1<sub>2</sub>, faktor beban aus didapat :

- o Untuk pinion dan gear dipilih bahan dari average Steel (BHN 150) and cast iron, dengan  $S_o = 50.000 \text{ psi}$ ,  $K = 41$ ,

$$b = \frac{F_d}{d \cdot Q \cdot k} \text{ dimana } Q = \frac{d_g}{d_p + d_g}$$

Untuk Pinion :

$$Q = \frac{152}{152+152} = 0,5$$

$$b = \frac{847,87}{152 \cdot 0,5 \cdot 41} = 0,27 \text{ in}$$

Untuk Gear :

$$b = \frac{847,87}{152 \cdot 0,5 \cdot 41} = 0,27 \text{ in}$$

#### 10. Beban yang diijinkan ( $F_b$ )

Dari Tabel I<sub>3</sub>, diketahui nilai  $Y$

o Untuk Pinion,  $Y = 0,384$

o Untuk Gear,  $Y = 0,384$

- Pinion

$$F_b = \frac{S_b \cdot Y}{P}$$

$$F_b = \frac{50000 \cdot 0,27 \cdot 0,384}{0,25} = 21169,61 \text{ lb}$$

- Gear

Karena perbandingan kecepatan 1:1

$$F_b = F_b \text{ Pinion}$$

$$F_b = 21169,61 \text{ lb}$$

#### 11. Persamaan AGMA

o Persamaan kekuatan AGMA adalah :

$$\sigma_t = \frac{F_t \cdot K_o \cdot p \cdot K_s \cdot K_m}{K_v \cdot b \cdot J}$$

$$S_{ad} = \frac{S_{at} \cdot K_t}{K_T \cdot K_R}$$

Dimana :

$$K_o = 1,1$$

(Tabel I<sub>4</sub>)

$$K_s = 1$$

(Roda gigi lurus)

$$K_m = 1,7$$

(Tabel I<sub>5</sub>)

$$\begin{aligned}
 K_v &= 1 && \text{(Grafik I}_6\text{)} \\
 J &= 0,3 && \text{(Grafik I}_7\text{)} \\
 S_{at} &= 36000 \text{ psi} && \text{(Tabel I}_8\text{)} \\
 K_L &= 1 && \text{(Tabel I}_9\text{)} \\
 K_R &= 1,5 && \text{(Tabel I}_{10}\text{)} \\
 (K_T) &= 1
 \end{aligned}$$

Data yang diambil dari perhitungan sebelumnya adalah :

$$F_t = 10,9 \text{ lb}, p = 12,56, b = 0,27 \text{ in}$$

Sehingga :

$$\sigma_t = \frac{15,25 \cdot 1 \cdot 12,56 \cdot 1 \cdot 1,7}{1 \cdot 0,27 \cdot 0,3}$$

$$\sigma_t = 4019,97 \text{ psi}$$

Dan

$$S_{ad} = \frac{25000 \text{ psi} \cdot 1}{1,1,5}$$

$$S_{ad} = 16666,67$$

Karena  $S_{ad} > \sigma_t$  maka perhitungan aman.

o Persamaan Keausan AGMA :

$$\sigma_c = C_p \sqrt{\frac{F_t \cdot C_o \cdot C_s \cdot C_m \cdot C_f}{C_v \cdot db \cdot I}}$$

$$\sigma_c \leq S_{ac} \left[ \frac{C_L \cdot C_H}{C_T \cdot C_R} \right]$$

Dimana :

$$C_o = 1,5 \quad \text{(Tabel I}_4\text{)}$$

$$C_s = 1,25$$

$$C_m = 1,1 \quad \text{(Tabel I}_{11}\text{)}$$

$$C_f = 1,25$$

$$C_v = 1 \quad \text{(Grafik I}_{12}\text{)}$$

$$I = 0,07 \quad \text{(Grafik I}_{13}\text{)}$$

$$S_{ac} = 120000 \text{ psi} \quad \text{(Tabel I}_{14}\text{)}$$



$$C_L = 1 \quad (\text{Tabel I}_{15})$$

$$C_T = 1$$

$$C_H = 1 \quad (\text{Grafik I}_{16})$$

$$C_R = 1 \quad (\text{Tabel I}_{17})$$

$$C_p = 2300 \quad (\text{Tabel I}_{18})$$

Sehingga :

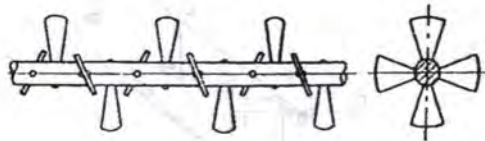
$$\sigma_c = 2300 \sqrt{\frac{15,25 \cdot 1,5 \cdot 1,25 \cdot 1,1 \cdot 1,25}{1,5 \cdot 152 \cdot 0,27 \cdot 0,07}}$$

$$\sigma_c = 6947 \leq 120000 \left[ \frac{1,1}{1,1} \right]$$

Karena  $\sigma_c \leq S_{ac} \left[ \frac{C_L \cdot C_H}{C_T \cdot C_R} \right]$ , maka perhitungan

aman akan aus.

#### d. Perencanaan Poros



Gambar 4.28 Poros mesin vacuum extruder

Di poros *Screw* ini terdapat dua bantalan, dan satu roda gigi.

Data dari perhitungan sebelumnya ;

- Daya perencanaan (Pd) = 0,46 Hp = 0,3 kW
- Putaran *Srew* = 120 rpm

Data-data yang diketahui :

- Gaya Tangensial Roda Gigi (Ft) = 15,25 lb = 67,78 N
- Gaya Radial Roda Gigi (Fr) = 5,5 lb = 24,4 N

Dari Tabel A<sub>4</sub> dipilih bahan screw dari aluminium

(6063-0), dengan  $\rho = 2829 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$

Berat Screw ( $W_s$ ):

$$W_s = \rho_{\text{screw}} \cdot \text{Volume}_{\text{roll}}$$

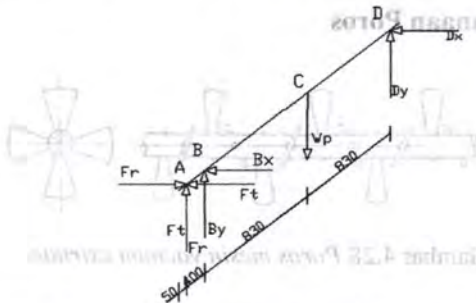
$$W_s = \rho_{\text{Roll}} \cdot (\pi \cdot r_{\text{screw}}^2 \cdot L)$$

$$W_s = 2829 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot (3,14 \cdot 0,1\text{m}^2 \cdot 1,8\text{m})$$

$$W_s = 159 \text{ kg} \cdot 9,8 \frac{\text{m}}{\text{dt}^2}$$

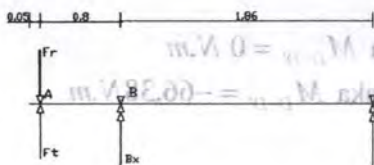
$$W_s = 1566,9 \text{ N}$$

### 1. Analisa gaya yang bekerja pada poros



Gambar 4.29 Distribusi gaya pada poros mesin Vacuum extruder

Sumbu X :



$$\begin{aligned} \oplus \quad \Sigma M_D &= 0 \\ Ft(2,66) - Fr(2,66) + B_x(1,86) &= 0 \\ 15,25(2,66) - 5,5(2,66) + B_x(1,86) &= 0 \\ 1,86B_x &= 36 \end{aligned}$$

$$B_x = 25,94 \text{ N}$$

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

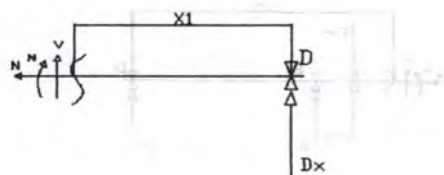
$$F_t + B_x + D_x - F_r = 0$$

$$15,25 + 25,94 + D_x - 5,5 = 0$$

$$D_x = -35,69 \text{ N}$$

2. Analisa potongan :

Potongan D-D'



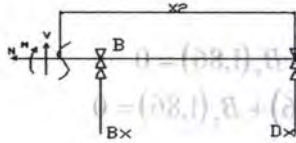
$$\begin{aligned} \oplus \quad \Sigma M &= 0 \\ M_{D-D'} - D_x(x_1) &= 0 \\ M_{D-D'} + 35,69(x_1) &= 0 \end{aligned}$$

$$M_{D-D'} = -35,69(x_1)$$

Jika  $x_1 = 0$ , maka  $M_{D-D'} = 0 \text{ N.m}$

Jika  $x_1 = 1,86$ , maka  $M_{D-D'} = -66,38 \text{ N.m}$

Potongan B-B'



$$\oplus \Sigma M = 0$$

$$M_{B-B'} - D_x(x_2) - B_x(x_2 - 1,86) = 0$$

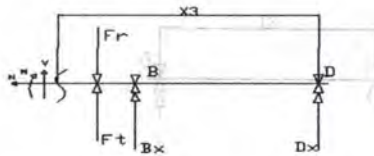
$$M_{B-B'} + 35,69(x_2) - 25,94(x_2 - 1,86) = 0$$

$$M_{B-B'} = -5,81(x_2) + 19,35(x_2 - 1,86)$$

Jika  $x_2 = 1,86$ , maka  $M_{B-B'} = -66,38 \text{ N.m}$

Jika  $x_2 = 2,66$ , maka  $M_{B-B'} = 0,025 \text{ N.m}$

Potongan A-A'



$$\oplus \Sigma M = 0$$

$$M_{A-A'} - D_x(x_3) - B_x(x_3 - 1,86) - F_r(x_3 - 2,66) + F_t(x_3 - 2,66) = 0$$

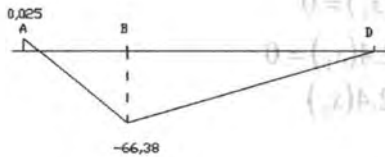
$$M_{A-A'} + 35,69(x_3) - 25,94(x_3 - 1,86) - 15,25(x_3 - 2,66) + 5,5(x_3 - 2,66) = 0$$

$$M_{A-A'} = -35,69(x_3) + 25,94(x_3 - 1,86) + 15,25(x_3 - 2,66) - 5,5(x_3 - 2,66)$$

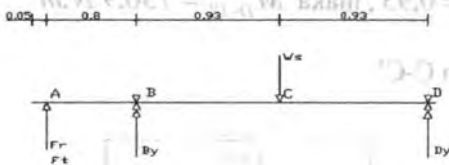
Jika  $x_3 = 2,66$ , maka  $M_{C-C'} = 0,025 \text{ N.m}$

Jika  $x_3 = 2,71$ , maka  $M_{C-C'} = -74,18 \text{ N.m}$

Diagram momen :



Sumbu Y :



$$\circlearrowleft \Sigma M_D = 0$$

$$F_t(2,66) + F_r(2,66) + B_y(1,86) - W(0,93)_s = 0$$

$$15,25(2,66) + 5,5(2,66) + B_y(1,86) - 1566,9(0,93)_s = 0$$

$$1,86B_y = 1402$$

$$B_y = 753,76 \text{ N}$$

$$\uparrow \Sigma F_x = 0$$

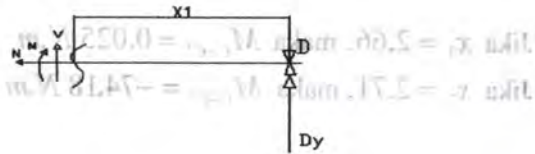
$$F_t + F_r + B_y - W_s + D_y = 0$$

$$15,25 + 5,5 + 753,76 - 1566,9 + D_y = 0$$

$$D_y = 792,4 \text{ N}$$



(100) - Potongan D-D'  $250,0 = \dots, M_{D-D'} = \dots$



$$\oplus \Sigma M = 0$$

$$M_{D-D'} - D_y(x_1) = 0$$

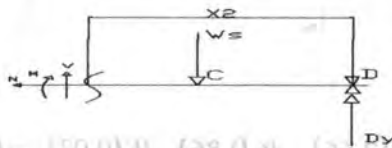
$$M_{D-D'} - 792,4(x_1) = 0$$

$$M_{D-D'} = 792,4(x_1)$$

Jika  $x_1 = 0$ , maka  $M_{D-D'} = 0 \text{ N.m}$

Jika  $x_1 = 0,93$ , maka  $M_{D-D'} = 736,9 \text{ N.m}$

Potongan C-C'



$$\oplus \Sigma M = 0$$

$$M_{C-C'} - D_y(x_2) + W_s(x_2 - 0,93) = 0$$

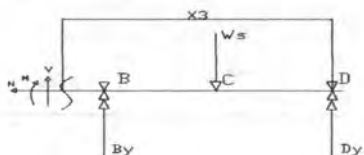
$$M_{C-C'} - 792,4(x_2) + 1566,9(x_2 - 0,93) = 0$$

$$M_{C-C'} = 792,4(x_2) - 1566,9(x_2 - 0,93)$$

Jika  $x_2 = 0,93$ , maka  $M_{C-C'} = 736,9 \text{ N.m}$

Jika  $x_2 = 1,86$ , maka  $M_{C-C'} = 16,65 \text{ N.m}$

## Potongan B-B'

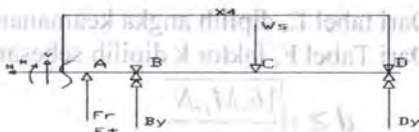


$$\begin{aligned} \oplus \quad \Sigma M &= 0 \\ M_{B-B'} - D_y(x_3) + W_s(x_3 - 0,93) - B_y(x_3 - 1,86) &= 0 \\ M_{B-B'} - 792,4(x_3) + 1566,9(x_3 - 0,93) - 753,76(x_3 - 1,86) &= 0 \\ M_{B-B'} &= 792,4(x_3) - 1566,9(x_3 - 0,93) + 753,76(x_3 - 1,86) \end{aligned}$$

Jika  $x_3 = 1,86$ , maka  $M_{B-B'} = 16,65 \text{ N.m}$

Jika  $x_3 = 2,66$ , maka  $M_{B-B'} = 0,05 \text{ N.m}$

## Potongan A-A'



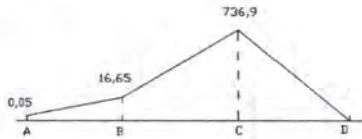
$$\begin{aligned} \oplus \quad \Sigma M &= 0 \\ M_{A-A'} - D_y(x_4) + W_s(x_4 - 0,93) - B_y(x_4 - 1,86) - F_r(x_4 - 2,66) - F_t(x_4 - 2,66) &= 0 \\ M_{A-A'} - 792,4(x_4) + 1566,9(x_4 - 0,93) - 753,76(x_4 - 1,86) - 5,5(x_4 - 2,66) - 15,25(x_4 - 2,66) &= 0 \\ M_{A-A'} &= 792,4(x_4) - 1566,9(x_4 - 0,93) + 753,76(x_4 - 1,86) + 5,5(x_4 - 2,66) + 15,25(x_4 - 2,66) \end{aligned}$$

Jika  $x_4 = 2,66$ , maka  $M_{A-A'} = 0,05 \text{ N.m}$

Jika  $x_4 = 2,71$ , maka  $M_{A-A'} = 0,05 \text{ N.m}$



Diagram momen :



## 6. Diameter Poros

Data dari perhitungan sebelumnya ;

- $M_{\text{terbesar}} = 739,6 \text{ N.m}$
- Torsi =  $1159,2 \text{ lbf.in} = 130,83 \text{ N.m}$

$$M_t = \sqrt{(130,83)^2 + (739,6)^2}$$

$$M_t = 751 \text{ N.m}$$

Dari Tabel A<sub>1</sub>, dipilih :

- Bahan poros dari Carbon steel AISI 1020
- Yield Strength =  $296 \text{ MPa} = 296 \cdot 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$

Dari tabel E, dipilih angka keamanan (N) sebesar 2,5

Dari Tabel F, faktor k dipilih sebesar 1

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_t \cdot N}{S_{yp} \cdot k \cdot \pi}}$$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 751 \cdot 2,5}{296 \cdot 10^6 \cdot 1 \cdot 3,14}}$$

$$d \geq 0,031 \text{ m}$$

$$d \geq 31 \text{ mm}$$

Dari perhitungan diatas maka diameter poros direncanakan 35 mm ( lebih besar dari D minimum ), sedangkan bahan poros yang digunakan adalah AISI 1020.

e. **Perencanaan Bantalan**

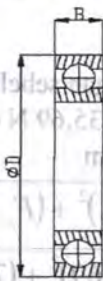
Dari Tabel G, Tentang pemilihan bantalan, dipilih bantalan jenis gelinding (*ball bearing – single row – deep groove*), dengan data-data sebagai berikut :

Bearing Number	=	6206
d	=	35 mm
D	=	72 mm
B	=	17 mm
C <sub>o</sub>	=	3150 lb
C	=	4450 lb

Data-data lain yang dipilih adalah :

V = 1 (ring dalam yang berputar)

B = 3 (untuk bantalan gelinding)



Gambar 4.30 Dimensi Bantalan

1. **Bantalan 1**

Data dari perhitungan sebelumnya didapat

- $F_{x1} = B_x = 25,94 \text{ N}$  dan  $F_{y1} = B_y = 753,76 \text{ N}$
- $n = 25 \text{ rpm}$

Sehingga :

$$F_{r1} = \sqrt{(F_{x1})^2 + (F_{y1})^2}$$

$$F_{r1} = \sqrt{(25,94)^2 + (753,76)^2}$$

$$F_{r1} = 754,2 \text{ N}$$

$$P_1 = V \cdot F_{r1}$$

$$P_1 = 1 \cdot 754,2 = 754,2 \text{ N}$$

$$P_1 = 169,7 \text{ lb}$$

Umur Bantalan 1

$$L_{10h} = \left[ \frac{C}{P_1} \right]^b \times \frac{10^6}{60 \cdot n}$$

$$L_{10h} = \left[ \frac{4450}{169,7} \right]^3 \times \frac{10^6}{60 \cdot 25}$$

$$L_{10h} = 12021073$$

Jadi umur bantalan 1 adalah 12021073 jam kerja.

## 2. Bantalan 2

Data dari perhitungan sebelumnya didapat :

- $F_{x2} = D_x = 35,69 \text{ N}$  dan  $F_{y2} = D_y = 792,4 \text{ N}$
- $n = 25 \text{ rpm}$

$$F_{r2} = \sqrt{(F_{x2})^2 + (F_{y2})^2}$$

$$F_{r2} = \sqrt{(35,69)^2 + (792,4)^2}$$

$$F_{r2} = 793,2 \text{ N}$$

$$P_2 = V \cdot F_{r2}$$

$$P_2 = 1 \cdot 793,2 = 793,2 \text{ N}$$

$$P_2 = 178,5 \text{ lb}$$

Umur Bantalan 2

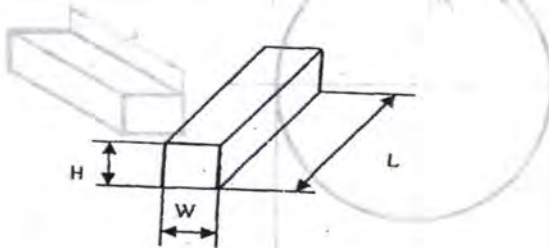
$$L_{10h} = \left[ \frac{C}{P_2} \right]^b \times \frac{10^6}{60 \cdot n}$$



$$L_{10h} = 10329377$$

Jadi umur bantalan 2 adalah 10329377 jam kerja.

#### f. Perencanaan Pasak



Gambar 4.31 Dimensi Pasak

Data dari perhitungan sebelumnya adalah :

- Diameter poros ( $D$ ) = 35 mm = 1,389 in
- Torsi terbesar, yang bekerja pada poros = 739,6 Nm = 6552,86 lb.in

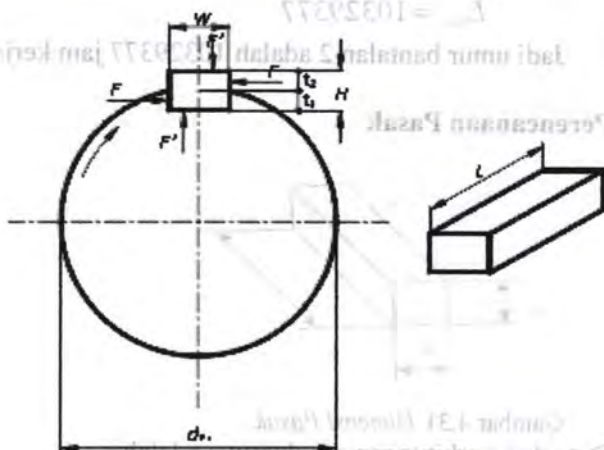
Dari Tabel H, dipilih pasak jenis datar segi empat, dengan data-data sebagai berikut :

- Lebar ( $W$ ) = 0,25 in
- Tinggi ( $H$ ) = 0,25 in

Dari Tabel A<sub>3</sub>, dipilih bahan pasak AISI 1020, dengan Yield Strength sebesar 207 Mpa = 30043 lb/in<sup>2</sup>.

Dari Tabel F, dipilih  $k_s = 0,6$  dan  $k_c = 1,2$

Dari Tabel E, dipilih  $N = 3$



Gambar 4.32 Gaya-gaya yang bekerja pada pasak

1. Tinjauan Geser

$$L \geq \frac{2T.N}{K_s.Syp.W.D}$$

$$L \geq \frac{2.6552,86lb.in.3}{0,6.30043 \frac{lb}{in^2} \cdot 0,25 \cdot 13,89}$$

$$L > 0,6 \text{ in}$$

2. Tinjauan Kompresi

$$L \geq \frac{4.T.N}{K_c.Syp.W.D}$$

$$L \geq \frac{4.6552,86lb.in.3}{1,2.30043 \frac{lb}{in^2} \cdot 0,25 \cdot 13,89}$$

$$L > 0,6 \text{ in}$$

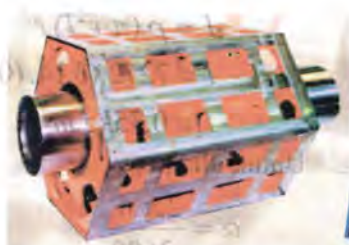
Jadi Panjang Pasak minimum agar aman adalah sebesar 0,6 in

#### 4.4 Mesin Pencetak Genteng

##### a. Perhitungan Beban

Dalam mesin Pencetak, motor listrik digunakan untuk memutar poros utama, yaitu poros yang dibebani oleh dudukan cetakan genteng yang berbentuk segi enam dan bintang segienam sebagai mekanisme penggerak dudukan

Sehingga untuk menghitung daya motor harus dihitung terlebih dahulu Torsi total yang terjadi di poros tersebut.



Gambar 4.33 Dudukan cetakan pada mesin pencetak



Gambar 4.39 Bintang segienam sebagai mekanisme penggerak dudukan cetakan

Data-data yang direncanakan adalah :

- Diameter Pulley Penggerak ( $D$ ) = 180 mm
- Putaran Poros ( $n$ ) = 27 rpm

Dari tabel Faktor Koreksi diambil  $f_c = 1,3$

## 1. Torsi Total

$$T_{\text{total}} = T_{\text{silinder}} + T_{\text{segienam}}$$

## - Torsi silinder

$$T_{\text{silinder}} = I \alpha$$

Diketahui :

- $\rho = 7272 \text{ kg/m}^3$  (lampiran 2- cast iron )

- $r = 0,06 \text{ m}$

- $l = 1,2 \text{ m}$

$$I = m r^2$$

$$I = \rho \cdot (\pi r^2 l) \cdot r^2$$

$$I = 7272 \cdot (3,14 \cdot (0,06)^2 \cdot 1,2) \cdot (0,06)^2$$

$$I = 0,35 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

Untuk nilai  $\alpha$  :

$$\alpha = \frac{2 \cdot \pi \cdot n^2}{3600}$$

$$\alpha = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 27^2}{3600}$$

$$\alpha = 1,27 \frac{\text{rad}}{\text{sekon}}$$

$$T_{\text{silinder}} = I \alpha$$

$$T_{\text{silinder}} = 0,29 \cdot 1,27$$

$$T_{\text{silinder}} = 0,44 \text{ Nm}$$

$$T_{\text{silinder}} = 3,94 \text{ lbf} \cdot \text{in}$$

## - Torsi Segienam

$$T_{\text{segienam}} = I \alpha$$

Diketahui :

- $m_{\text{segienam}} = 1000 \text{ kg}$  (massa diasumsikan )

- $a = 0,5 \text{ m}$  (panjang segienam)

Momen inersia segienam

$$I = \frac{5}{12} m a^2$$

$$I = \frac{5}{12} 1000 \cdot 0.5^2$$

$$I = 104 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

Untuk nilai  $\alpha$  :

$$\alpha = \frac{2 \cdot \pi \cdot n^2}{3600}$$

$$\alpha = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 27^2}{3600}$$

$$\alpha = 1,27 \frac{\text{rad}}{\text{sekon}}$$

$$T_{\text{segienam}} = I \alpha$$

$$T_{\text{segienam}} = 104 \cdot 1,27$$

$$T_{\text{segienam}} = 132,3 \text{ Nm}$$

$$T_{\text{segienam}} = 1173,4 \text{ lbf} \cdot \text{in}$$

- Torsi bintang

$$T_{\text{segienam}} = I \alpha$$

Diketahui :

- $m_{\text{bintang}} = 400 \text{ kg}$  (massa diasumsikan)
- $a = 0,1 \text{ m}$  (panjang segienam)

Momen segienam beraturan



$$I = \frac{5}{12} m a^2$$

$$I = \frac{5}{12} \cdot 400 \cdot 0.1^2$$

$$I = 1,7 kg \cdot m^2$$

Untuk nilai  $\alpha$  :

$$\alpha = \frac{2 \cdot \pi \cdot n^2}{3600}$$

$$\alpha = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 27^2}{3600}$$

$$\alpha = 1,27 \frac{rad}{sekon}$$

$$T_{bintang} = I \alpha$$

$$T_{bintang} = 1,7 \cdot 1,27$$

$$T_{bintang} = 2,11 Nm$$

$$T_{bintang} = 18,75 lbf \cdot in$$

- Torsi total dapat dihitung :

$$T_{total} = T_{silinder} + T_{segitam} + T_{bintang}$$

$$T_{total} = 3,94 + 1173,4 + 18,75$$

$$T_{total} = 1214,9 lbf \cdot in$$

## 2. Daya Motor

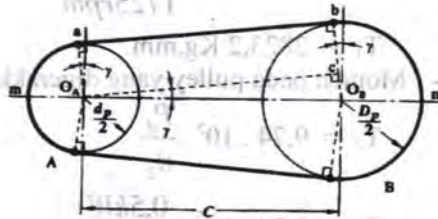
$$N = \frac{T n_p}{63000}$$

$$N = \frac{1214,9 \cdot 27}{63000}$$

$$N = 0,5 Hp$$

Dari Tabel C<sub>2</sub>, dipilih motor listrik dengan daya 0,5 Hp dan putaran 1725 rpm.

### b. Perencanaan Pulley dan Belt



Gambar 4.40 Pulley dan Belt

Data – data yang diambil dari perencanaan sebelumnya adalah :

- Daya motor listrik (P) : 0,5 Hp = 0,25 kW
- Putaran motor listrik (n<sub>1</sub>) : 1725 Rpm
- Putaran poros (n<sub>2</sub>) : 27 Rpm
- Karena 6 kali putaran pulley yang digerakkan menghasilkan 1 kali putaran poros, maka putaran pulley :  $27 \cdot 6 = 162$  Rpm

Data – data yang dipilih dalam perencanaan :

- Jarak sumbu poros : 1800 mm
- Diameter pulley yang digerakkan : 1300 mm

Maka :

#### 1. Daya dan Momen Perencanaan

Dari Tabel D<sub>1</sub>, dipilih  $f_c = 1,4$

- Daya perencanaan (P<sub>d</sub>)

$$P_d = f_c \cdot P$$

$$P_d = 1,4 \cdot 0,5 \text{ Hp}$$

$$P_d = 0,7 \text{ Hp}$$

$$P_d = 0,5 \text{ kW}$$

- Momen pada pulley penggerak (T<sub>1</sub>)

$$T_1 = 9,74 \cdot 10^5 \cdot \frac{P_d}{n_1}$$

$$T_1 = 9,74 \cdot 10^5 \cdot \frac{0,5kW}{1725rpm}$$

$$T_1 = 2823,2 \text{ Kg.mm}$$

- Momen pada pulley yang digerakkan ( $T_2$ )

$$T_2 = 9,74 \cdot 10^5 \cdot \frac{P_d}{n_2}$$

$$T_2 = 9,74 \cdot 10^5 \cdot \frac{0,5kW}{162rpm}$$

$$T_2 = 3006,2 \text{ Kg.mm}$$

## 2. Pemilihan Belt

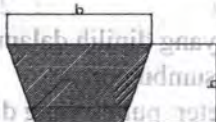
- Dari diagram D :
- Putaran pulley kecil : 1725 rpm
- Daya motor : 0,7 Hp

Maka, Dipilih sabuk jenis V (V-Belt), tipe A.

Dari Tabel D<sub>2</sub>, diketahui dimensi V-Belt tipe B :

Lebar atas (b) = 13 mm, tinggi (h) = 8 mm dan

Luasan (A) = 0,81 cm<sup>2</sup>



Gambar 4.41 Dimensi pulley

## 3. Diameter Pulley Penggerak ( $d_1$ )

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

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

$$d_1 = \frac{1300 \text{ mm} \cdot 162 \text{ rpm}}{1725 \text{ rpm}}$$

$$d_1 = 122 \text{ mm}$$

#### 4. Kecepatan Linear

$$V = \frac{2 \cdot \pi \cdot r_1 \cdot n_1}{60 \cdot 1000}$$

$$V = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 6,1 \cdot 1725}{6000}$$

$$V = 11 \frac{\text{m}}{\text{dt}}$$

#### 5. Perhitungan Panjang Belt (L)

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

$$L = 2 \cdot 1800 + \frac{3,14}{2} (1422) + \frac{1}{4(1800)} (1178)^2$$

$$L = 6215,2 \text{ mm}$$

Dari tabel D<sub>2</sub>, dipilih belt dengan panjang 6300 mm

#### 6. Gaya Tarik Efektif

$$F_{\text{rated}} = \frac{102 \cdot P_d}{V}$$

$$F_{\text{rated}} = \frac{102 \cdot 0,7}{11} \text{ kg}$$

$$F_{\text{rated}} = 6,5 \text{ kgF}$$

Diketahui Overload Faktor ( $\beta$ ) = 1,2–1,5, dipilih 1,2, maka :

$$F_{\text{efektif}} (F_c) = F_{\text{rated}} \cdot \beta$$

$$F_c = 6,5 \text{ kg} \cdot 1,2$$

$$F_c = 13 \text{ kg}$$

Diketahui  $e^{\text{fa}} = 3$  maka :

$$\frac{F_1}{F_2} = e^{f\alpha} \rightarrow \frac{F_1}{F_2} = 3 \rightarrow F_1 = 3 \cdot F_2$$

$$F_e = F_1 - F_2 \rightarrow F_2 = \frac{F_e}{2}$$

$$F_2 = \frac{13}{2} = 6,5$$

$$F_1 = 3 \cdot 6,5 = 19,5 \text{ kg}$$

7. Tegangan yang timbul akibat beban ( $\sigma_d$ )

Diketahui :

$\sigma_0$  untuk V-Belt adalah sebesar  $12 \text{ kg/cm}^2$

$\Phi_0$  untuk V-Belt adalah  $0,7-0,9$ , dipilih  $0,7$

Maka :

$$\sigma_d = 2 \cdot \phi_0 \cdot \sigma_0$$

$$\sigma_d = 2 \cdot 0,7 \cdot 12$$

$$\sigma_d = 16,8 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

8. Jumlah Belt ( $Z$ )

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

$$Z = \frac{13}{16,8 \cdot 10,81}$$

$$Z = 0,95$$

Jumlah belt direncanakan 1 buah

9. Tegangan maksimal yang ditimbulkan ( $\sigma_{\max}$ )

Dari Tabel D<sub>3</sub>, dipilih bahan belt dari *rubber canvas*, diketahui  $\gamma = 1,25-1,5 \text{ kg/dm}^3$  dan  $E_b = 800-1200 \text{ kg/cm}^2$ , dipilih  $\gamma = 1,5 \text{ kg/dm}^3$  dan  $E = 1200 \text{ kg/cm}^2$ .  
Sehingga :



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

$$\sigma_{\max} = 12 + \frac{19,5}{2,76} + \frac{1200 \cdot 2,5}{130} + \frac{1,5 \cdot 11^2}{10 \cdot 9,8}$$

$$\sigma_{\max} = 26,96 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

#### 10. Jumlah Putaran Belt per Detik (U)

$$U = \frac{V}{L} = \frac{11}{6,21} = 1,77 \frac{\text{putaran}}{\text{detik}}$$

#### 11. Umur Belt (H)

Diketahui :

- Jumlah Pulley yang berputar (x) = 2
- $\Sigma_{\text{fat}} = 90 \text{ kg/cm}^2$  (untuk V-Belt)
- M = 8 (untuk V-Belt)
- $N_{\text{base}} = 10^7$

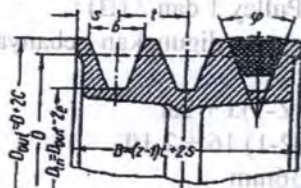
Maka :

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

$$H = \frac{10^7}{3600 \cdot 1,77 \cdot 2} \left[ \frac{90}{26,96} \right]^8 \text{ jam}$$

$$H = 3567726 \text{ jam operasi}$$

#### 12. Dimensi pulley



Gambar 4.42 Dimensi Pulley

Dari Tabel D<sub>4</sub>, didapat data-data sebagai berikut :

$$e = 12,5 \text{ mm} \quad t = 16 \text{ mm} \quad \varphi_0 = 34^\circ - 40^\circ$$

$$c = 3,5 \text{ mm} \quad s = 10 \text{ mm}$$

Maka :

- Dimensi pulley penggerak (pulley 1) :

$$D_{out} = D + 2.c$$

$$D_{out} = 122 + 2.3,5$$

$$D_{out} = 129 \text{ mm}$$

$$D_{in} = D_{out} - 2.e$$

$$D_{in} = 129 - 2.12,5$$

$$D_{in} = 104 \text{ mm}$$

- Dimensi pulley yang digerakkan (pulley 2) :

$$D_{out} = D + 2.c$$

$$D_{out} = 1300 + 2.3,5$$

$$D_{out} = 1307 \text{ mm}$$

$$D_{in} = D_{out} - 2.e$$

$$D_{in} = 1307 - 2.12,5$$

$$D_{in} = 1282 \text{ mm}$$

- Lebar Pulley 1 dan 2 (B) :

Pulley yang digunakan sebanyak 2 buah ( $Z=2$ ),

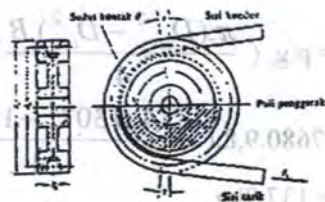
maka :

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

$$B = (2-1).16 + 2.10$$

$$B = 36 \text{ mm}$$

### 13. Sudut Kontak ( $\alpha$ )



Gambar 4.43 Sudut Kontak

$$\alpha = 180^\circ - \frac{d_2 - d_1}{C} \cdot 60^\circ$$

$$\alpha = 180^\circ - \frac{1300 - 122}{1800} \cdot 60^\circ$$

$$\alpha = 140,7^\circ$$

## 14. Gaya Pada Poros Pulley

Diketahui  $\phi = \phi_0 = 40^\circ$ , sehingga :

$$F_R = \frac{F_e}{\phi} \cdot \sin \frac{\alpha}{2}$$

$$F_R = \frac{13}{40^\circ} \cdot \sin \frac{140^\circ}{2}$$

$$F_R = 0,3 \text{ kg}$$

## 15. Berat Pulley

Dari Tabel A<sub>1</sub>, dipilih bahan pulley dari *alloy steel* AISI1050, dengan  $\rho = 7680 \text{ kg/m}^3$ , sehingga :

- Berat pulley penggerak ( $W_{p1}$ ) :

$$W_{p1} = \rho \cdot g \cdot \left( \frac{\pi \cdot (D_{out}^2 - D_{in}^2) \cdot B}{4} \right)$$

$$W_{p1} = 7680 \cdot 9,8 \cdot \left( \frac{3,14 \cdot (129^2 - 104^2) \cdot 36}{4} \right)$$

$$W_{p1} = 12,4 \text{ kg}$$

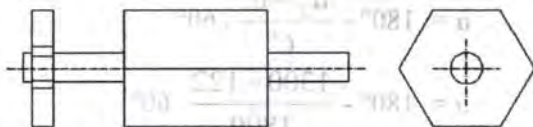
- Berat pulley yang digerakkan ( $W_{p2}$ ) :

$$W_{p2} = \rho \cdot g \cdot \left( \frac{\pi \cdot (D_{out}^2 - D_{in}^2) \cdot B}{4} \right)$$

$$W_{p2} = 7680,9,8 \cdot \left( \frac{3,14 \cdot (1307^2 - 1282^2) \cdot 36}{4} \right)$$

$$W_{p2} = 137,7 \text{ kg}$$

### c. Perencanaan Poros



Gambar 4.44 Poros mesin pencetak

Di poros ini terdapat dua bantalan, satu alas pencetak berbentuk segienam beraturan dan satu bintang segienam sebagai penggerak poros yang menerima gaya dari putaran pulley.

Data dari perhitungan sebelumnya ;

- Daya perencanaan (Pd) = 0,7 Hp = 0,5 kW
- Putaran Pulley yang digerakkan = 126 rpm

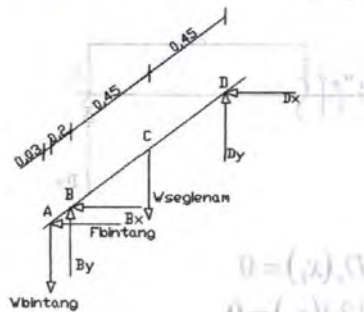
Data-data yang diketahui :

- Gaya untuk menggerakkan bintang segienam :

$$F = \frac{T_{pulley}}{r} = \frac{29,46}{0,5} = 58,92$$

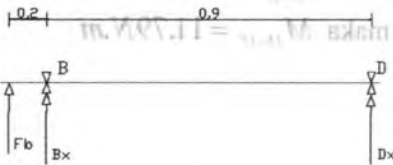
- $W_{bintang} = m_b \cdot g = 400 \text{ kg} \cdot 9,8 = 3920 \text{ N}$
- $W_{segienam} = m_{sc} \cdot g = 1000 \text{ kg} \cdot 9,8 = 9800 \text{ N}$

### 1. Analisa gaya yang bekerja pada poros



Gambar 4.45 Distribusi gaya pada poros mesin Pencetak

Sumbu X :



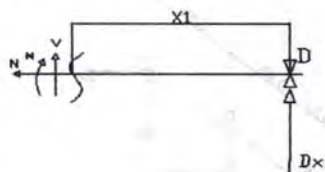
$$\begin{aligned} \oplus \quad \Sigma M_D &= 0 \\ F_b(1,1) + B_x(0,9) &= 0 \\ 58,92(1,1) + B_x(0,9) &= 0 \\ 0,9B_x &= -64,81 \\ B_x &= -72 \text{ N} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \uparrow + \quad \Sigma F_x &= 0 \\ F_b + B_x + D_x &= 0 \\ 58,92 - 72 + D_x &= 0 \\ D_x &= 13,1 \text{ N} \end{aligned}$$

3. Analisa potongan :



## Potongan D-D'

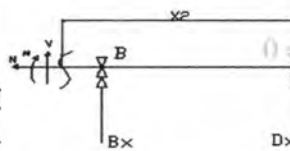


$$\begin{aligned} \oplus \quad \Sigma M &= 0 \\ M_{D-D'} - D_x(x_1) &= 0 \\ M_{D-D'} - 13,1(x_1) &= 0 \\ M_{D-D'} &= 13,1(x_1) \end{aligned}$$

Jika  $x_1 = 0$ , maka  $M_{D-D'} = 0 \text{ N.m}$

Jika  $x_1 = 0,9$ , maka  $M_{D-D'} = 11,79 \text{ N.m}$

## Potongan B-B'

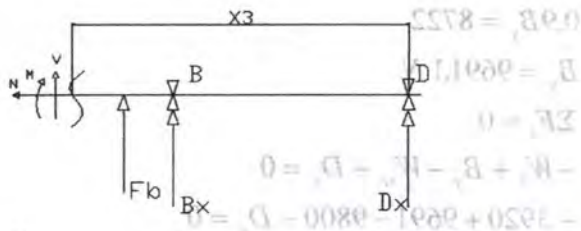


$$\begin{aligned} \oplus \quad \Sigma M &= 0 \\ M_{B-B'} - B_x(x_2) + D(x_2 - 0,2) &= 0 \\ M_{B-B'} &= 13,1(x_2) - 72(x_2 - 0,9) \end{aligned}$$

Jika  $x_2 = 0,9$ , maka  $M_{B-B'} = 11,79 \text{ N.m}$

Jika  $x_2 = 1,1$ , maka  $M_{B-B'} = 0,01 \text{ N.m}$

## Potongan A-A'



$$\oplus \Sigma M = 0$$

$$M_{A-A'} - D_x(x_3) - B_x(x_3 - 0,9) - F_b(x_3 - 1,1) = 0$$

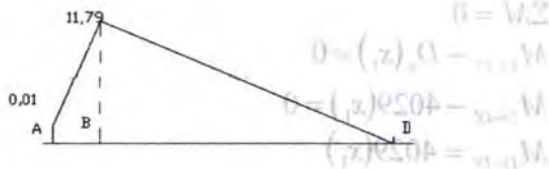
$$M_{A-A'} - 13,1(x_3) + 72(x_3 - 0,9) - 58,92(x_3 - 1,1) = 0$$

$$M_{A-A'} = 13,1(x_3) - 72(x_3 - 0,9) + 58,92(x_3 - 1,1)$$

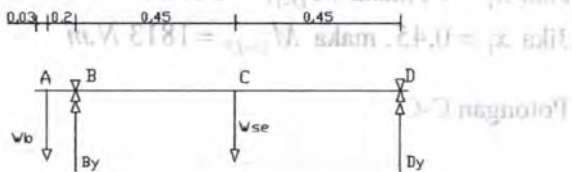
Jika  $x_3 = 1,1$ , maka  $M_{C-C'} = 0,01 N.m$

Jika  $x_3 = 1,13$ , maka  $M_{C-C'} = 0,01 N.m$

Diagram momen :



Sumbu Y :



$$\oplus \Sigma M_D = 0$$

$$-W_b(1,1) + B_y(0,9) - W_{se}(0,45) = 0$$

$$-3920(1,1) + B_y(0,9) - 9800(0,45) = 0$$

$$0,9B_y = 8722$$

$$B_y = 9691,1 \text{ N}$$

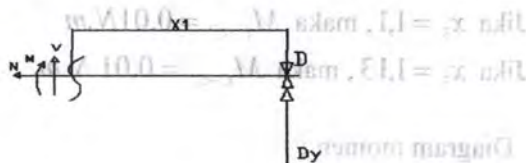
$$\uparrow + \quad \Sigma F_x = 0$$

$$-W_b + B_y - W_{se} + D_y = 0$$

$$-3920 + 9691 - 9800 + D_y = 0$$

$$D_y = 4029 \text{ N}$$

Potongan D-D'



$$\oplus \quad \Sigma M = 0$$

$$M_{D-D'} - D_y(x_1) = 0$$

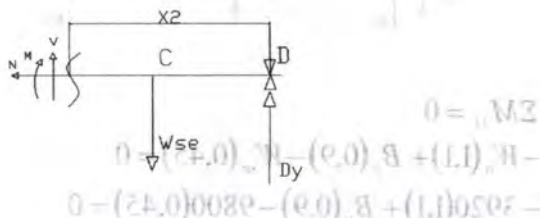
$$M_{D-D'} - 4029(x_1) = 0$$

$$M_{D-D'} = 4029(x_1)$$

Jika  $x_1 = 0$ , maka  $M_{D-D'} = 0 \text{ N.m}$

Jika  $x_1 = 0,45$ , maka  $M_{D-D'} = 1813 \text{ N.m}$

Potongan C-C'



$$\oplus \quad \Sigma M = 0$$

$$M_{C-C'} - D_y(x_2) + W_{se}(x_2 - 0,45) = 0$$

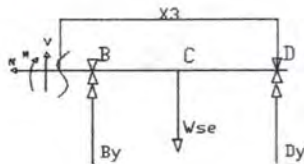
$$M_{C-C'} - 4029(x_2) + 9800(x_2 - 0,45)$$

$$M_{C-C'} = 4029(x_2) - 9800(x_2 - 0,45)$$

Jika  $x_2 = 0,45$ , maka  $M_{C-C'} = 1813 \text{ N.m}$

Jika  $x_2 = 0,9$ , maka  $M_{C-C'} = -783,9 \text{ N.m}$

Potongan B-B'



$$\oplus \quad \Sigma M = 0$$

$$M_{B-B'} - D_y(x_3) + W_{se}(x_3 - 0,45) - B_y(x_3 - 0,9) = 0$$

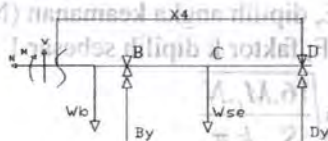
$$M_{B-B'} - 4029(x_3) + 9800(x_3 - 0,45) - 9691(x_3 - 0,9) = 0$$

$$M_{B-B'} = 4029(x_3) - 9800(x_3 - 0,45) + 9691(x_3 - 0,9) = 0$$

Jika  $x_3 = 0,9$ , maka  $M_{B-B'} = -783,9 \text{ N.m}$

Jika  $x_3 = 1,1$ , maka  $M_{B-B'} = 0,1 \text{ N.m}$

Potongan A-A'



$$\oplus \Sigma M = 0$$

$$M_{A-A'} - D_y(x_4) + W_{se}(x_4 - 0,45) - B_y(x_4 - 0,9) + W_b(x_4 - 1,1) = 0$$

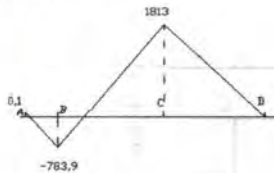
$$M_{A-A'} - 4029(x_4) + 9800(x_4 - 0,45) - 9691(x_4 - 0,9) + 3920(x_4 - 1,1) = 0$$

$$M_{A-A'} = 4029(x_4) - 9800(x_4 - 0,45) + 9691(x_4 - 0,9) - 3920(x_4 - 1,1) = 0$$

Jika  $x_4 = 1,1$ , maka  $M_{A-A'} = 0,1 \text{ N.m}$

Jika  $x_4 = 1,13$ , maka  $M_{A-A'} = 0,1 \text{ N.m}$

Diagram momen :



## 7. Diameter Poros

Data dari perhitungan sebelumnya ;

- $M_{\text{terbesar}} = 1813,9 \text{ N.m}$

- Torsi =  $1214,9 \text{ lbf.in} = 137,1 \text{ N.m}$

$$M_t = \sqrt{(137,1)^2 + (1813,9)^2}$$

$$M_t = 1819 \text{ N.m}$$

Dari Tabel A<sub>1</sub>, dipilih :

- Bahan poros dari Carbon steel AISI 1020

- Yield Strength =  $296 \text{ MPa} = 296 \cdot 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$

Dari tabel E, dipilih angka keamanan (N) sebesar 2,5

Dari Tabel F, faktor k dipilih sebesar 1

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_t \cdot N}{S_{yp} \cdot k \cdot \pi}}$$



$$d \geq \sqrt[3]{\frac{16.1819.2,5}{207.10^6 \cdot 1.3,14}}$$

$$d \geq 0,048m$$

$$d \geq 48mm$$

Dari perhitungan diatas maka diameter poros direncanakan 50 mm ( lebih besar dari D minimum ), sedangkan bahan poros yang digunakan adalah AISI 1020.

#### d. Perencanaan Bantalan

Dari Tabel G, Tentang pemilihan bantalan, dipilih bantalan jenis gelinding (*ball bearing – single row – deep groove*), dengan data-data sebagai berikut :

Bearing Number	= 6210
d	= 50 mm
D	= 90 mm
B	= 20 mm
$C_o$	= 4650 lb
C	= 6050 lb

Data-data lain yang dipilih adalah :

V = 1 (ring dalam yang berputar)

B = 3 (untuk bantalan gelinding)



Gambar 4.41 Dimensi Bantalan

## 3. Bantalan 1

Data dari perhitungan sebelumnya didapat

- $F_{x1} = B_x = 72 \text{ N}$  dan  $F_{y1} = B_y = 9691 \text{ N}$
- $n = 27 \text{ rpm}$

Sehingga :

$$F_{r1} = \sqrt{(F_{x1})^2 + (F_{y1})^2}$$

$$F_{r1} = \sqrt{(72)^2 + (9691)^2}$$

$$F_{r1} = 9691 \text{ N}$$

$$P_1 = V \cdot F_{r1}$$

$$P_1 = 1 \cdot 9691 = 9691 \text{ N}$$

$$P_1 = 2180,5 \text{ lb}$$

Umur Bantalan 1

$$L_{10h} = \left[ \frac{C}{P_1} \right]^b \times \frac{10^6}{60 \cdot n}$$

$$L_{10h} = \left[ \frac{6050}{2180,5} \right]^3 \times \frac{10^6}{60 \cdot 27}$$

$$L_{10h} = 13185$$

Jadi umur bantalan 1 adalah 13185 jam kerja.

## 4. Bantalan 2

Data dari perhitungan sebelumnya didapat :

- $F_{x2} = D_x = 13,1 \text{ N}$  dan  $F_{y2} = D_y = 4029 \text{ N}$
- $n = 25 \text{ rpm}$

$$F_{r2} = \sqrt{(F_{x2})^2 + (F_{y2})^2}$$

$$F_{r2} = \sqrt{(13,1)^2 + (4029)^2}$$

$$F_{r2} = 4029 \text{ N}$$

$$P_2 = V \cdot F_{r2}$$

$$P_2 = 1 \cdot 4029 = 4029 \text{ N}$$

$$P_2 = 906,52 \text{ lb}$$

## Umur Bantalan 2

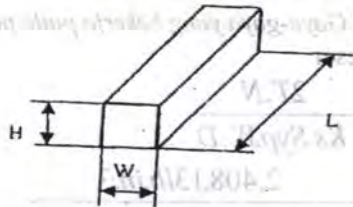
$$L_{10h} = \left[ \frac{C}{P_2} \right]^b \times \frac{10^6}{60.n}$$

$$L_{10h} = \left[ \frac{6050}{906,5} \right]^3 \times \frac{10^6}{60.27}$$

$$L_{10h} = 183504$$

Jadi umur bantalan 2 adalah 183504 jam kerja.

## e. Perencanaan Pasak



Gambar 4.47 Dimensi Pasak

Data dari perhitungan sebelumnya adalah :

- Diameter poros (D) = 50 mm = 1,97 in
- Torsi terbesar, yang bekerja pada poros = 1813,9 Nm = 408,13 lb.in

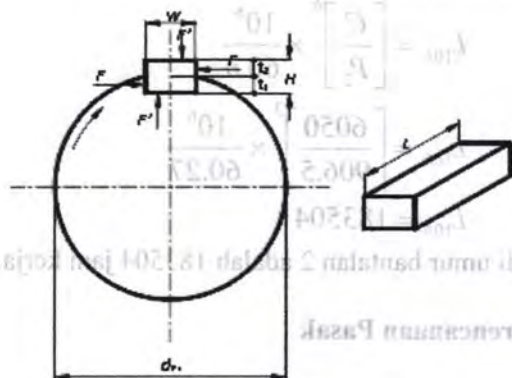
Dari Tabel H, dipilih pasak jenis datar segi empat, dengan data-data sebagai berikut :

- Lebar (W) = 0,25 in
- Tinggi (H) = 0,25 in

Dari Tabel A<sub>3</sub>, dipilih bahan pasak AISI 1020, dengan Yield Strength sebesar 207 Mpa = 30043 lb/in<sup>2</sup>.

Dari Tabel F, dipilih k<sub>s</sub> = 0,6 dan k<sub>c</sub> = 1,2

Dari Tabel E, dipilih N = 3



Gambar 4.48 Gaya-gaya yang bekerja pada pasak

### 3. Tinjauan Geser

$$L \geq \frac{2T.N}{K_s.Syp.W.D}$$

$$L \geq \frac{2.408,13lb.in.3}{0,6.30043 \frac{lb}{in^2} \cdot 0,25.13,89}$$

$$L > 0,6 \text{ in}$$

### 4. Tinjauan Kompresi

$$L \geq \frac{4.T.N}{K_c.Syp.W.D}$$

$$L \geq \frac{4.6552,86lb.in.3}{1,2.30043 \frac{lb}{in^2} \cdot 0,25.13,89}$$

$$L > 0,6 \text{ in}$$

Jadi Panjang Pasak minimum agar aman adalah sebesar 0,6 in

## BAB 5 KESIMPULAN

Berdasarkan hasil perhitungan, maka didapatkan peralatan produksi genteng sebagai berikut :

### 5.1 Mesin Box Feeder

Dengan spesifikasi sebagai berikut :

- Kapasitas : 10,5 ton/jam  
(3000 genteng/jam)
- Putaran : 12 rpm
- Torsi : 395630 Nm
- Daya Motor : 8,5 Hp
- Putaran Motor : 1450 rpm
- Sistem Transmisi : Rantai
- Bantalan : *Ball Bearing* - NSK
- Pasak : Datar Segi Empat

### 5.2 Mesin pencampur Bahan

Dengan spesifikasi sebagai berikut :

- Kapasitas : 10,5 ton/jam  
(3000 genteng/jam)
- Putaran : 120 rpm
- Torsi : 2,1 kg.m
- Daya Motor : 0,25 Hp
- Putaran Motor : 1725 rpm
- Sistem Transmisi : Belt dan Pulley  
Roda Gigi Lurus
- Bantalan : *Ball Bearing* - NSK
- Pasak : Datar Segi Empat



### 5.3 Mesin pencampur Bahan

Dengan spesifikasi sebagai berikut :

- Kapasitas : 10,5 ton/jam  
(3000 genten/jam)
- Putaran : 25 rpm
- Torsi : 10,53 kg.m
- Daya Motor : 0,33 Hp
- Putaran Motor : 1725 rpm
- Sistem Transmisi : Belt dan Pulley  
Roda Gigi Lurus
- Bantalan : *Ball Bearing* - NSK
- Pasak : Datar Segi Empat

### 5.4 Mesin pencampur Bahan

Dengan spesifikasi sebagai berikut :

- Kapasitas : 10,5 ton/jam  
(3000 genten/jam)
- Putaran : 27 rpm
- Torsi : 137 N.m
- Daya Motor : 0,5 Hp
- Putaran Motor : 1725 rpm
- Sistem Transmisi : Belt dan Pulley
- Bantalan : *Ball Bearing* - NSK
- Pasak : Datar Segi Empat

**DAFTAR PUSTAKA**

1. Deutschman, Aaron D. , Walter J Michels, Charles E Wilson. 1975. *Machine Design Theory and Practice*. New York : Macmillan Publishing Co, Inc.
2. Dobrovolsky, K Zablonsky, S. Max, A.Radchik, L. Erlikh. *Machine Element*. Moskow : Peace Publishig Co.
3. Sato, G. Takeshi, 2000 : *Menggambar Mesin Menurut Standart ISO*, PT Pradnya Paramita, Jakarta.
4. Suhariyanto, 2002. *Diktat Elemen Mesin I*. Surabaya : Program Studi D3 Teknik Mesin ITS
5. Suhariyanto, Hadi, Syamsul. 2002. *Diktat Elemen Mesin II*. Surabaya : Program Studi D3 Teknik Mesin ITS
6. Sularso, Suga, Kiyokatsu. 1991. *Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin 10<sup>th</sup> Edition*. Jakarta : PT. Pradnya Paramita.
7. Zainuri, Muhib.2006.*Mesin Pemindah Bahan*. Malang : ANDI

# LAMPIRAN A PEMILIHAN MATERIAL

## TABEL A<sub>1</sub> CARBON and ALLOY STEELS

A-6

Appendices

### APPENDIX 3 DESIGN PROPERTIES OF CARBON AND ALLOY STEELS

Material designation (AISI number)	Condition	Tensile strength		Yield strength		Ductility (percent elongation in 2 inches)	Brinell hardness (HB)
		(ksi)	(MPa)	(ksi)	(MPa)		
1020	Hot-rolled	55	379	30	207	25	111
1020	Cold-drawn	61	420	51	352	15	122
1020	Annealed	60	414	43	296	38	121
1040	Hot-rolled	72	496	42	290	18	144
1040	Cold-drawn	80	552	71	490	12	160
1040	OQT 1300	88	607	61	421	33	183
1040	OQT 400	113	779	87	600	19	262
1050	Hot-rolled	90	620	49	338	15	180
1050	Cold-drawn	100	690	84	579	10	200
1050	OQT 1300	96	662	61	421	30	192
1050	OQT 400	143	986	110	758	10	321
1117	Hot-rolled	62	427	34	234	33	124
1117	Cold-drawn	69	476	51	352	20	138
1117	WQT 350	89	614	50	345	22	178
1137	Hot-rolled	88	607	48	331	15	176
1137	Cold-drawn	98	676	82	565	10	196
1137	OQT 1300	87	600	60	414	28	174
1137	OQT 400	157	1083	136	938	5	352
1144	Hot-rolled	94	648	51	352	15	188
1144	Cold-drawn	100	690	90	621	10	200
1144	OQT 1300	96	662	68	469	25	200
1144	OQT 400	127	876	91	627	16	277
1213	Hot-rolled	55	379	33	228	25	110
1213	Cold-drawn	75	517	58	340	10	150
12L13	Hot-rolled	57	393	34	234	22	114
12L13	Cold-drawn	70	483	60	414	10	140
1340	Annealed	102	703	63	434	26	207
1340	OQT 1300	100	690	75	517	25	235
1340	OQT 1000	144	993	132	910	17	363
1340	OQT 700	221	1520	197	1360	10	444
1340	OQT 400	285	1960	234	1610	8	578
3140	Annealed	95	655	67	462	25	187
3140	OQT 1300	115	792	94	648	23	233
3140	OQT 1000	152	1050	133	920	17	311
3140	OQT 700	220	1520	200	1380	13	461
3140	OQT 400	280	1930	248	1710	11	555
4130	Annealed	81	558	52	359	28	156
4130	WQT 1300	98	676	89	614	28	202
4130	WQT 1000	143	986	132	910	16	302
4130	WQT 700	208	1430	180	1240	13	415
4130	WQT 400	234	1610	197	1360	12	461
4140	Annealed	95	655	60	414	26	197
4140	OQT 1300	117	807	100	690	23	235
4140	OQT 1000	168	1160	152	1050	17	341
4140	OQT 700	231	1590	212	1460	13	461
4140	OQT 400	290	2000	251	1730	11	578

Material designation (AISI number)	Condition	Tensile strength		Yield strength		Ductility (percent elongation in 2 inches)	Brinell hardness (HB)
		(ksi)	(MPa)	(ksi)	(MPa)		
4150	Annealed	106	731	55	379	20	197
4150	OQT 1300	127	880	116	800	20	262
4150	OQT 1000	197	1360	181	1250	11	401
4150	OQT 700	247	1700	229	1580	10	495
4150	OQT 400	300	2070	248	1710	10	578
4340	Annealed	108	745	68	469	22	217
4340	OQT 1300	140	965	120	827	23	280
4340	OQT 1000	171	1180	158	1090	16	363
4340	OQT 700	230	1590	206	1420	12	461
4340	OQT 400	283	1950	228	1570	11	555
5140	Annealed	83	572	42	290	29	167
5140	OQT 1300	104	717	83	572	27	207
5140	OQT 1000	145	1000	130	896	18	302
5140	OQT 700	220	1520	200	1380	11	429
5140	OQT 400	276	1900	226	1560	7	534
5150	Annealed	98	676	52	359	22	197
5150	OQT 1300	116	800	102	700	22	241
5150	OQT 1000	160	1100	149	1030	15	321
5150	OQT 700	240	1650	220	1520	10	461
5150	OQT 400	312	2150	250	1720	8	601
5160	Annealed	105	724	40	276	17	197
5160	OQT 1300	115	793	100	690	23	229
5160	OQT 1000	170	1170	151	1040	14	341
5160	OQT 700	263	1810	237	1630	9	514
5160	OQT 400	322	2220	260	1790	4	627
6150	Annealed	96	662	59	407	23	197
6150	OQT 1300	118	814	107	738	21	241
6150	OQT 1000	183	1260	173	1190	12	375
6150	OQT 700	247	1700	223	1540	10	495
6150	OQT 400	315	2170	270	1860	7	601
8650	Annealed	104	717	56	386	22	212
8650	OQT 1300	122	841	113	779	21	255
8650	OQT 1000	176	1210	155	1070	14	363
8650	OQT 700	240	1650	222	1530	12	495
8650	OQT 400	282	1940	250	1720	11	555
8740	Annealed	100	690	60	414	22	201
8740	OQT 1300	119	820	100	690	25	241
8740	OQT 1000	175	1210	167	1150	15	363
8740	OQT 700	228	1570	212	1460	12	461
8740	OQT 400	290	2000	240	1650	10	578
9255	Annealed	113	780	71	490	22	229
9255	Q&T 1300	130	896	102	703	21	262
9255	Q&T 1000	181	1250	160	1100	14	352
9255	Q&T 700	260	1790	240	1650	5	534
9255	Q&T 400	310	2140	287	1980	2	601

Note: Properties common to all carbon and alloy steels:

Poisson's ratio: 0.27

Shear modulus:  $11.5 \times 10^6$  psi; 80 GPa

Coefficient of thermal expansion:  $6.5 \times 10^{-6}$  in/in-F<sup>-1</sup>

Density: 0.283 lb/in<sup>3</sup>; 7680 kg/m<sup>3</sup>

Modulus of elasticity:  $30 \times 10^6$  psi; 207 GPa

# TABEL A<sub>2</sub> CAST IRON

# TABEL A STAINLESS STEELS

A-14

Appendices

## APPENDIX 8 DESIGN PROPERTIES OF CAST IRON

Material designation (ASTM number)	Grade	Tensile strength		Yield strength		Ductility (percent elongation in 2 inches)	Modulus of elasticity	
		(ksi)	(MPa)	(ksi)	(MPa)		(10 <sup>6</sup> psi)	(GPa)
<b>Gray iron</b>								
A48-94a	20	20	138			<1	12	83
	25	25	172			<1	13	90
	30	30	207			<1	15	103
	40	40	276			<1	17	117
	50	50	345			<1	19	131
	60	60	414			<1	20	138
<b>Malleable iron</b>								
A47-99	32510	50	345	32	221	10	25	172
	35018	53	365	35	241	18	25	172
A220-99	40010	60	414	40	276	10	26	179
	45006	65	448	45	310	6	26	179
	50005	70	483	50	345	5	26	179
	70003	85	586	70	483	3	26	179
	90001	105	724	90	621	1	26	179
<b>Ductile iron</b>								
A536-84	60-40-18	60	414	40	276	18	22	152
	80-55-06	80	552	55	379	6	22	152
	100-70-03	100	689	70	483	3	22	152
	120-90-02	120	827	90	621	2	22	152
<b>Austempered ductile iron</b>								
ASTM 897-90	1	125	850	80	550	10	22	152
	2	150	1050	100	700	7	22	152
	3	175	1200	125	850	4	22	152
	4	200	1400	155	1100	1	22	152
	5	230	1600	185	1300	<1	22	152

Notes: Strength values are typical. Casting variables and section size affect final values. Modulus of elasticity may also vary. Density of cast irons ranges from 0.25 to 0.27 lb/in<sup>3</sup> (6920 to 7480 kg/m<sup>3</sup>). Compressive strength ranges 3 to 5 times higher than tensile strength.



TABEL A<sub>3</sub> STAINLESS STEELS

TABEL A<sub>3</sub> CAST IRON

PROPERTIES OF STAINLESS STEELS

Material designation		Condition	Tensile strength		Yield strength		Ductility (percent elongation in 2 inches)
AISI number	UNS		(ksi)	(MPa)	(ksi)	(MPa)	
<b>Austenitic steels</b>							
201	S20100	Annealed	115	793	55	379	55
		1/4 hard	125	862	75	517	20
		1/2 hard	150	1030	110	758	10
301	S30100	1/4 hard	175	1210	135	931	5
		1/2 hard	185	1280	140	966	4
		3/4 hard	110	758	40	276	60
		Full hard	125	862	75	517	25
302	S30200	1/4 hard	150	1030	110	758	15
		1/2 hard	175	1210	135	931	12
		3/4 hard	185	1280	140	966	8
304	S30400	Annealed	85	586	35	241	60
310	S31000	Annealed	95	655	45	310	45
316	S31600	Annealed	80	552	30	207	60
<b>Ferritic steels</b>							
405	S40500	Annealed	70	483	40	276	30
430	S43000	Annealed	75	517	40	276	30
446	S44600	Annealed	80	552	50	345	25
<b>Martensitic steels</b>							
410	S41000	Annealed	75	517	40	276	30
416	S41600	Q&T 600	180	1240	140	966	15
		Q&T 1000	145	1000	115	793	20
		Q&T 1400	90	621	60	414	30
431	S43100	Q&T 600	195	1344	150	1034	15
440A	S44002	Q&T 600	260	1930	270	1860	3
<b>Precipitation-hardening steels</b>							
17-4PH	S17400	H 900	200	1380	185	1280	14
		H 1150	145	1000	125	862	19
17-7PH	S17700	RH 950	200	1380	175	1210	10
		TH 1050	175	1210	155	1070	12

# TABEL A<sub>3</sub> ALUMINIUM MATERIAL

## TYPICAL PROPERTIES OF ALUMINIUM

Alloy and temper	Tensile strength		Yield strength		Ductility (percent elongation in 2 inches)	Shearing strength		Endurance strength	
	(ksi)	(MPa)	(ksi)	(MPa)		(ksi)	(MPa)	(ksi)	(MPa)
1060-O	10	69	4	28	43	7	48	3	21
1060-H14	14	97	11	76	12	9	62	5	34
1060-H18	19	131	18	124	6	11	121	6	41
1350-O	12	83	4	28	28	8	55		
1350-H14	16	110	14	97		10	69		
1350-H19	27	186	24	166		15	103	7	48
2014-O	27	186	14	97	18	18	124	13	90
2014-T4	62	427	42	290	20	38	262	20	138
2014-T6	70	483	60	414	13	42	290	18	124
2024-O	27	186	11	76	22	18	124	13	90
2024-T4	68	469	47	324	19	41	283	20	138
2024-T6	72	496	57	393	12	42	290	18	124
2219-O	25	172	11	76	18				
2219-T62	60	414	42	290	10			15	103
2219-T87	69	476	57	393	10			15	103
3003-O	16	110	6	41	40	11	121	7	48
3003-H14	22	152	21	145	16	14	97	9	62
3003-H18	29	200	25	186	10	16	110	10	69
5052-O	28	193	13	90	30	18	124	16	110
5052-H34	38	262	31	214	14	21	145	18	124
5052-H38	42	290	37	255	8	24	165	20	138
6061-O	18	124	8	55	30	12	83	9	62
6061-T4	35	241	21	145	25	24	165	14	97
6061-T6	45	310	40	276	17	30	207	14	97
6063-O	13	90	7	48		10	69	8	55
6063-T4	25	172	15	99	22				
6063-T6	35	241	31	214	12	22	152	10	69
7001-O	37	255	22	152	14				
7001-T6	98	676	71	627	9			22	152
7075-O	33	228	15	103	16	22	152		
7075-T6	83	572	73	503	11	48	331	23	150

Note: Conversion properties:

Density: 0.095 to 0.102 lb/in<sup>3</sup> (2.635 to 28.29 kN/m<sup>3</sup>)

Modulus of elasticity: 10 to 10.6 × 10<sup>6</sup> psi (69 to 73 GPa)

Endurance strength at 5 × 10<sup>7</sup> cycles:

# LAMPIRAN B

## MATERIAL

### TABEL B<sub>1</sub> RAW MATERIAL

Material	Average bulk density, lb/ft <sup>3</sup>	Class	Material	Average bulk density, lb/ft <sup>3</sup>	Class
Alum, heavy	30-40	D264	Lime, ground, 14 in and under	60	B362
Alum, fine	45-50	D264	Lime, hydrated, 14 in and under	40	B362Z
Alumina	60	B28	Lime, hydrated, pulverized	32-40	A592Z
Alumina gel	45	B27	Lime, pelbide	53-60	D06
Aluminum hydrate	18	C26	Limestone, agricultural, 14 in and under	60	B51
Ammonium chloride, crystalline	92	B26	Limestone, crushed	85-90	D21
Ammonium sulfate	45-58	I	Limestone dust	75	A571
Antimony powder		D27	Magnesium chloride	33	C30
Asbestos stirred	33-25	H3792Z	Magnesium nitrate	70	C28
Asph. coal, dry, 3 in. and under	35-40	D37	Mari	80	D21
Asphalt, crushed, 14 in and under	45	C26	Mica, flakes	17-20	B170V
Bauxite	7-10	H3600Z	Mica, ground	13-15	B27
Baking powder	41	A26	Mica, pulverized	13-15	A57
Bark, wood, refuse	10-20	H3705	Muriate of potash	77	B28
Bauxite, crushed, 3 in and under	75-80	D26Z	Naphthalene flakes	45	I
Bentonite, 100 mesh and under	20-40	A571V	Oxide and crystals	60	B36L
Bicarbonate of soda	41	A26	Oyster shells, ground, 14 in and under	53	D27
Black, 100 mesh and under	30-25	A27V	Oyster shells, whole		D27X
Black, 14 in and under	27-40	B27	Phenol-formaldehyde molding powder	30-40	A36
Bismuth	55-60	A26V	Phosphate rock	75-85	D27
Borate of lime		A26V	Phosphate sand	90-100	B28
Borax, fine	53	B26	Phthalic anhydride flakes	30-35	C36Z
Boric acid, fine	35	B26	Polyethylene pellets, high-density	25-45	C18K
Calcium carbide	70-80	D27	Polyethylene pellets, low-density	28-40	C18K
Carbon black, pelletized	30-25	B167Z	Polypyrrolone pellets	35-50	C18K
Carbon 'A' powder	4-6	I	Polypyrrolone tubes	35-40	C18K
Castin	26	B27V	Polyvinyl chloride pellets, copolymer	35-50	C18K
Cast-iron chips	130-200	C37	Polyvinyl chloride resin, dispersion-type	12-18	A36K1
Cement, Portland	85-95	A27V	Polyvinyl chloride resin, solvent, non-solvent, suspension types	20-25	A26K1
Cement, fly-ash	75-80	D28V	Potassium nitrate	76	C17
Chalk, heavy	85-90	D37Z	Pumice, 14 in and under	42-45	B30
Chalk, 100 mesh and under	70-75	A377Z	Salt, common dry, coarse	45-50	C37FL
Charcoal	15-25	D37T	Salt, common dry, fine	70-80	B37FL
Coal, coal	40	D28V	Salt cake, dry, coarse		D27
Clay (see bentonite, Fuller's earth, kaolin, and marl)			Salt cake, dry, pulverized	85-95	B27
Coal, anthracite	60	C37P	Saltpeper	80	B36S
Coal, bituminous, sized, 50 mesh and under	50	B36P	Sand, bank, dry	90-110	B28
Coal, bituminous, sized, standard	50	D26P	Sand, silica, dry	90-100	B18
Coal, bituminous, sized, slack, 14 in and under	50	C26P	Sawdust	10-13	I
Coal, lignite	23-32	D367X	Shale, crushed	85-90	C27
Coal, petroleum, calcined	35-45	D28X	Shellac, powdered or granulated	31	B28K1
Coal tar, 14 in and under	25-30	C28	Silica gel	45	B28
Copper sulfate		D26	Slag, furnace, granulated	60-65	C28
Crack, fine ground	12-15	B36AY	Slag, crushed, 14 in and under	60-65	C27
Crack, granulated	12-15	C26	Slate, ground, 14 in and under	82	B27
Cryolite	110	D27	Snap beads or granules		B28T
Cullet	80-150	D26V	Snap chips	15-25	C26T1
Decalcified phosphate	43	A26	Snap flake	5-15	B26T1
Dolomite, heavy	90-100	D27V	Snap powder	20-25	B28V
Dolomite, crushed, 14 in and under	63-70	C26	Snapstone tile, fine	40-50	A37Z
Epsom salts	40-50	B26	Soda ash, heavy	35-45	B27
Feldspar, ground, 14 in and under	65-70	B27	Soda ash, light	20-25	A27V
Ferrous sulfate	30-75	C27	Sodium acetate	70-80	I
Flour, wheat	35-40	A36K1	Sodium sulfate (see salt cake)		I
Fluorspar	92	C37	Starch	25-50	I
Fly ash, dry	35-45	A10Y1	Steel chips, crushed	100-150	D38
Fuller's earth, oil filter, leached	40	B28	Sugar, granulated	26-25	B36K1
Fuller's earth, oil filter, raw	35-40	B27	Sugar, raw cane, or beet	33-65	B36Z1
Fuller's earth, oil filter, spent	40-65	I	Sugar-beet pulp, wet	12-15	I
Clay batch	80-100	D26V	Sugar-beet pulp, dry	25-45	I
Clay, ground, 14 in and under	40	B27	Sulfur, crushed, 14 in and under	30-40	D26S1
Crucible, flake	40	C26	Sulfur, lumps, 3 in and under	60-85	D26S1
Crucible, floor	28	A10Y	Sulfur, powdered	50-60	D26S1
Cyanuric, calcined, 14 in and under	55-60	C27	Talcum powder	40-60	A27V
Cyanuric, calcined, powdered	60-80	A37	Titanium phosphates	40	B27
Cyanuric, raw, 1 in and under	90-100	D27	Vermiculite, expanded	18	C27V
Ice, crushed	35-45	D16	Vermiculite, raw	80	D27V
Ironite	140	B28	Wood chips	10-30	H36V
Kaolin clay, 3 in and under	163	D27	Wood flour	16-20	I
Lead arsenate	72	B36R	Zinc oxide, heavy	20-25	A26Z1
Lignite, air dried	45-55	D26	Zinc oxide, light	10-15	A26Z1

\* Data supplied mostly by FMC Corporation, Material Handling Systems Division. To convert pounds per cubic foot to kilograms per cubic meter multiply by 16.02.  
 † Weights of material, loose or slightly agitated. Weights are usually different when materials are settled or packed as in bins or containers.  
 ‡ These classes represent observations under general conditions. Specific conditions may vary because of manufacturing processes and handling.  
 § Class may vary considerably because of conditions.

## LAMPIRAN C MOTOR LISTRIK

### TABEL C<sub>1</sub> MOTOR LISTRIK

PHASE	HORSEPOWER/KW	RPM	VOLTAGE	ENCLOSURE	NEMA	CATALOG NUMBER
3	0.25/0.19	1725	230/460	TENV	56C	CAM3544
3	0.33/0.25	1725	208-230/460	TENV	56C	CAM3534
3	0.50/0.37	1725	208-230/460	TENV	56C	CAM3538
1	0.5/0.37	1725	230/460	TENV	56C	CWAM3528
3	0.5/0.37	1725	208-230/460	TENV	56C	VWAM3538
3	0.50/0.37	3450	208-230/460	TENV	56C	CAM3537
3	0.75/0.56	1725	208-230/460	TENV	56C	CAM3542
3	0.75/0.56	1725	208-230/460	TENV	56C	VWAM3542
3	0.75/0.56	1725	230/460	TENV	56C	CWAM3542
3	0.75/0.56	3450	208-230/460	TENV	56C	CAM3541
3	1.00/0.75	1750	460	TENV	182	AEM3683-4
3	1/0.75	1725	208-230/460	TENV	56C	CWAM3546
3	1/0.75	1325	208-230/460	TENV	143TC	CWAM3546T
3	1/0.75	1725	208-230/460	TENV	56C	VWAM3546
3	1/0.75	1725	208-230/460	TENV	143TC	VWAM3546T

PHASE	HORSEPOWER/KW	RPM	VOLTAGE	ENCLOSURE	NEMA	CATALOG NUMBER
3	1.00/0.75	1725	460	TEFC	182	AM3683-4
3	1.00/0.75	3450	208-230/460	TENV	56C	CAM3545
3	1.00/0.75	1140	460	TEFC	184	AM3684-4
3	1.00/0.75	1140	460	TEFC	184	AEM3684-4
3	1.50/1.12	1750	460	TEFC	184	AEM3680-4
3	1.50/1.12	1725	460	TEFC	184	AM3680-4
3	1.5/1.12	1725	208-230/460	TENV	56C	VWAM3554
3	1.5/1.12	1725	208-230/460	TENV	143TC	VWAM3554T
3	1.5/1.12	1725	208-230/460	TENV	143TC	CWAM3554T
3	1.50/1.12	1140	460	TEFC	184	AM3687-4
3	1.50/1.12	1140	460	TEFC	184	AEM3687-4
3	2.00/1.49	1750	460	TEFC	184	AEM3689-4
3	2.00/1.49	1725	460	TEFC	184	AM3689-4
3	2/1.49	1740	208-230/460	TEFC	143TC	CWAM3558T
3	2/1.49	1725	208-230/460	TEFC	56C	VWAM3558



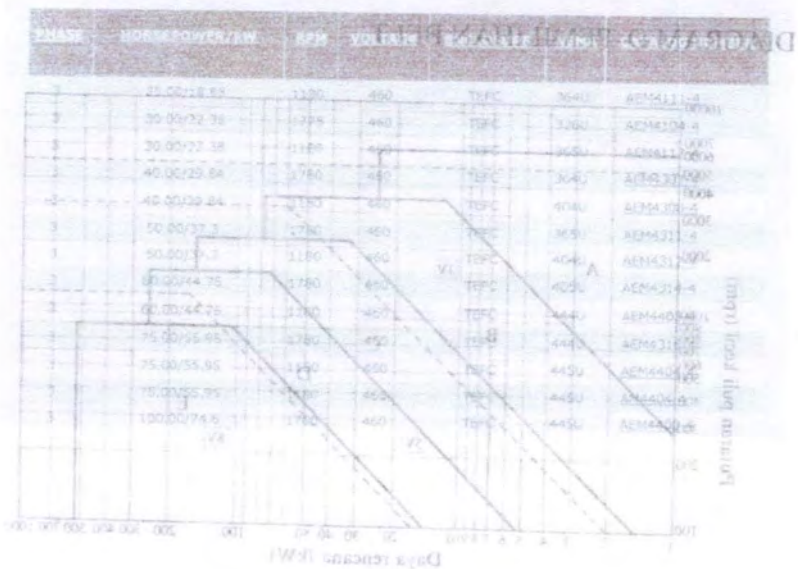
LAMPIRAN C

PHASE	HORSEPOWER/KW	RPM	VOLTAGE	ENCLOSURE	NEMA	CATALOG NUMBER
3	2/1.49	1725	208-230/460	TEFC	213	AM3782-4
3	2.00/1.49	1140	460	TEFC	213	AM3782-4
3	2.00/1.49	1140	460	TEFC	213	AM3782-4
3	3.00/2.24	1760	460	TEFC	213	AM3783-4
3	3.00/2.24	1750	460	TEFC	213	AM3783-4
3	3/2.24	1725	208-230/460	TEFC	182TC	VWAM3611T
3	3/2.24	1750	208-230/460	TEFC	182TC	CWAM3611T
3	3.00/2.24	1140	460	TEFC	215	AM3784-4
3	3.00/2.24	1160	460	TEFC	215	AM3784-4
3	5.00/3.73	1750	460	TEFC	215	AM3787-4
3	5.00/3.73	1750	460	TEFC	215	AM3787-4
3	5/3.73	1750	208-230/460	TEFC	184TC	CWAM3615T
3	5/3.73	1725	208-230/460	TEFC	184TC	VWAM3615T
3	5.00/3.73	1160	460	TEFC	254U	AM2275-4
3	5.00/3.73	1170	460	TEFC	254U	AM2275-4

PHASE	HORSEPOWER/KW	RPM	VOLTAGE	ENCLOSURE	NEMA	CATALOG NUMBER
3	7.50/5.59	1760	460	TEFC	254U	AM2237-4
3	7.5/5.59	1760	208-230/460	TEFC	213TC	VWAM3710T
3	7.5/5.59	1760	208-230/460	TEFC	213TC	CWAM3710T
3	7.50/5.59	1160	460	TEFC	256U	AM2276-4
3	7.50/5.59	1175	460	TEFC	256U	AM2276-4
3	10.00/7.46	1760	460	TEFC	256U	AM2238-4
3	10/7.46	1750	208-230/460	TEFC	215TC	CWAM3714T
3	10/7.46	1775	208-230/460	TEFC	215TC	VWAM3714T
3	10.00/7.46	1160	460	TEFC	284U	AM2332-4
3	10.00/7.46	1160	460	TEFC	284U	AM2332-4
3	15.00/11.19	1765	460	TEFC	284U	AM2333-4
3	15.00/11.19	1160	460	TEFC	324U	AM4102-4
3	20.00/14.92	1760	460	TEFC	286U	AM2334-4
3	20.00/14.92	1160	460	TEFC	326U	AM4102-4
3	25.00/18.65	1775	460	TEFC	324U	AM4103-4

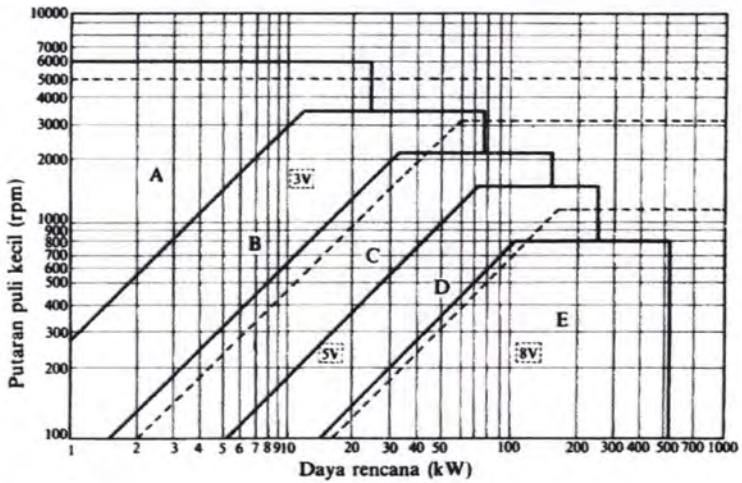


# LAMPIRAN D BELT dan PULLEY



LAMPIRAN D  
BELT dan PULLEY

DIAGRAM D PEMILIHAN BELT



TABEL D<sub>1</sub> FAKTOR KOREKSITABEL D<sub>2</sub> DIMENSI BELT

Mesin yang digerakkan		Penggocok					
		Momen puntir puncak $\leq 200$			Momen puntir puncak $> 200$		
		Motor arus bolak-balik (momen normal, sangkar bajing, sinkron), motor arus searah (lilitan ahuni)			Motor arus bolak-balik (momen fingsi, fasa tunggal, lilitan seri), motor arus searah (lilitan, kordipair, lilitan seri, mesin torak), kopling tak tetap		
		Jumlah jam kerja tiap hari			Jumlah jam kerja tiap hari		
		3-5 jam	8-10 jam	16-24 jam	3-5 jam	8-10 jam	16-24 jam
Variasi beban sangat kecil	Pengaduk zat cair, kipas angin, blower (sampai 7,5 kW) pompa sentrifugal, konveyor tagas ringan	1,0	1,1	1,2	1,2	1,3	1,4
	Konveyor bubuk (pasir, batu bara), pengaduk, kipas angin (lebih dari 7,5 kW), mesin torak, pelancar, mesin perkakas, mesin percetakan	1,2	1,3	1,4	1,4	1,5	1,6
	Konveyor (ember, sekrup), pompa torak, kompresor, gilingan pala, penggocok, roots-blower, mesin tekstil, mesin kayu	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8
	Penghancur, gilingan bola atau batang, pengangkat, mesin pabrik karet (rol, kalender)	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9	2,0

TABEL D<sub>2</sub> DIMENSI BELTTABEL D<sub>2</sub> DIMENSI BELT

## 3-10. Dimensi V-belt.

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

TABEL D<sub>3</sub> BAHAN BELT

	Leather	Rubber canvas	Solid-w. cotton	Woven wooling	Interfitched rubber	Woven semi-linen	
Width $b$ in cm	20-250	20-250	20-250	50-250	20-125	10-50	
Thickness $h$ in mm	Single 2.5-5.5 Double 7.5-10	2.5-12.5	4.5-6.5-8.5	6-9-11	1.75-2.5-2.75	1.75	
Ultimate tensile strength in kg/cm <sup>2</sup>	200	110 (without laps) 120 (with laps)	250-300	300	300	500	
Maximum elongation	10% at 100 kg/cm <sup>2</sup>	15% at rupture	20-25% at rupture	50% at rupture	10% at rupture	10% at rupture	
Ratio $\frac{D_{min}}{d}$	recommended	35	40	20-10	30	40	30
allowable	25	30	25-25	25	30	30	
Recommended maximum velocity $v_{max}$ in ft/min	40	20-22	25	20	50	60	
Specific weight $\gamma$ in kg/cm <sup>3</sup>	0.98	1.25-1.50	0.77-1.05	0.90-1.24	~1.2	~1.0	
Constants in formula (191)	$a$	25	25	21	18	23	21
	$w$	300	100	100	150	200	110
Modulus of elasticity $E$ , in kg/cm <sup>2</sup>	1,000-1,500	800-1,200	300-600	-	1,000-1,500	-	

TABEL D<sub>4</sub> DIMENSI PULLEY

Cross-sections of V-belts	sizes in Fig. 121							sizes in Fig. 122					
	O	A	B	C	D	E	F	1	2	3	4	5	
Cross-section area $F$ in cm <sup>2</sup>	0.5	0.8	1.4	2.3	4.6	7.0	11.7	1.1	1.2	1.6	2.2	2.7	
In conformity with the standard design or inner length of belt in mm	min	500*	500*	630*	1,800	3,150	4,500	6,300	560*	560*	900*	950*	950*
	max	2,500	4,000	6,300	9,000	11,000	14,000	14,000	1,120*	1,400*	1,400*	1,400*	1,400*
Difference between design and inner length of belt in mm		25	33	40	55	76	95	120	38	42	46	52	59
Minimum allowable design diameters of pulleys in mm		63	90	125	200	315	500	800	80	90	105	125	140
Constants in formula (191)	$a$	23	25	28	30	32	32	32					
	$w$	100	120	180	215	290	350	440					
Maximum recommended velocity $v_{max}$ in m/sec		25	25	25	25	30	30	30	30	30	30	30	30
Design width of belt $a_d$ in mm		8.5	11	14	19	27	32	42					
	$e$	10	12.5	16	21	28.5	34	43					
	$c$	2.5	3.5	5	6	8.5	10	12.5					
	$t$	12	16	20	26	37.5	44.5	58					
	$s$	8	10	12.5	17	24	29	38					
	$\phi$	34-40			36-40			39-40					

Note. The angle of groove  $\phi$  is selected depending on the pulley diameter; a lesser angle corresponds to a lesser diameter.



## LAMPIRAN E ANGKA KEAMANAN

**TABEL E<sub>1</sub> ANGKA KEAMANAN**

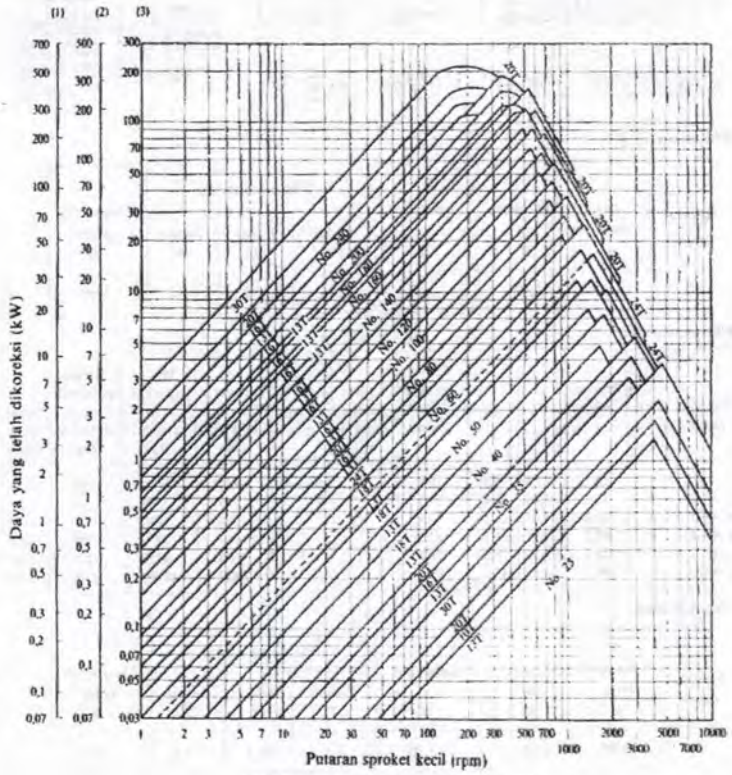
### ANGKA KEAMANAN

1.  $N = 1.25-1.5$  for exceptionally reliable materials used under controllable conditions and subjected to loads and stresses that can be determined with certainty. Used almost invariably where low weight is a particularly important consideration.
2.  $N = 1.5-2$  for well-known materials, under reasonably constant environmental conditions, subjected to loads and stresses that can be determined readily.
3.  $N = 2-2.5$  for average materials operated in ordinary environments and subjected to loads and stresses that can be determined.
4.  $N = 2.5-3$  for less tried or for brittle materials under average conditions of environment, load, and stress.
5.  $N = 3-4$  for untried materials used under average conditions of environment, load, and stress.
6.  $N = 3-4$  should also be used with better known materials that are to be used in uncertain environments or subjected to uncertain stresses.
7. Repeated loads: the factors established in items 1 to 6 are acceptable but must be applied to the endurance limit rather than the yield strength of the material.
8. Impact forces: the factors given in items 3 to 6 are acceptable, but an impact factor should be included.
9. Brittle materials: where the ultimate strength is used as the theoretical maximum, the factors presented in items 1 to 6 should be approximately doubled.
10. Where higher factors might appear desirable, a more thorough analysis of the problem should be undertaken before deciding upon their use.

LAMPIRAN F  
ANGKA KEAMANAN

TABEL F. MENCAIRI PITCH

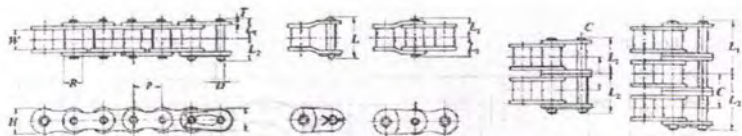
DIAGRAM F<sub>1</sub> PEMILIHAN RANTAI



Gbr.5.21 Diagram pemilihan rantai rol.  
(1) tiga rangkaian  
(2) dua rangkaian  
(3) satu rangkaian

TABEL F<sub>2</sub> MENCARI PITCH

DIAGRAM F. PEMILIHAN RANTAI



[Ukuran umum]

Nomor rantai	Jarak bagi $p$	Diameter rol $R$	Lebar rol $W$	Plat mata rantai			Diameter pena $D$
				Tebal $T$	Lebar $H$	Lebar $h$	
40	12,70	7,94	7,95	1,5	12,0	10,4	3,97

[Ukuran individu]

Nomor rantai	Rangkaian	Panjang pena $L_1 + L_2$	$L_1$	$L_2$	Panjang pena offset $L$	Jarak sumbu rangkaian $C$	Jenis pena	Baras kekuatan tarik JIS (kg)	Batas kekuatan tarik rata-rata (kg)	Beban maksimum yang diizinkan (kg)	Berat kasar (kg/m)	Jumlah sambungan setiap satuan
# 40	1	18,2	8,25	9,95	18,0	14,4	Keling	1420	1950	300	0,64	240
# 40-2	2	32,6	15,45	17,15	33,5		-	2840	3900	510	1,27	
# 40-3	3	46,8	22,65	24,15	47,9		-	4260	5850	750	1,90	
# 40-4	4	61,2	29,9	31,3	62,3		-	5680	7800	990	2,53	
# 40-5	5	75,7	37,1	38,6	76,8		-	7100	9750	1170	3,16	
# 40-6	6	90,1	44,3	45,8	91,2		-	8520	11700	1380	3,79	

[Ukuran umum]

Nomor rantai	Jarak bagi $p$	Diameter rol $R$	Lebar rol $W$	Plat mata rantai			Diameter pena $D$
				Tebal $T$	Lebar $H$	Lebar $h$	
60	19,05	11,91	12,70	2,4	18,1	15,6	5,96

[Ukuran individu]

Nomor rantai	Rangkaian	Panjang pena $L_1 + L_2$	$L_1$	$L_2$	Panjang pena offset $L$	Jarak sumbu rangkaian $C$	Jenis pena	Batas kekuatan tarik JIS (kg)	Batas kekuatan tarik rata-rata (kg)	Beban maksimum yang diizinkan (kg)	Berat kasar (kg/m)	Jumlah sambungan setiap satuan
# 60	1	28,1	12,85	15,25	28,2	22,8	Keling	3200	4450	740	1,53	160
# 60-2	2	51,0	24,25	26,75	52,6		-	6400	8900	1260	3,04	
# 60-3	3	73,8	35,65	38,15	75,5		-	9600	13350	1850	4,54	
# 60-4	4	96,6	47,05	49,55	98,3		-	12800	17800	2440	6,04	
# 60-5	5	119,5	58,5	61,0	121,2		-	16000	22250	2880	7,54	
# 60-6	6	142,4	69,9	72,5	144,0		-	19200	26700	3400	9,05	



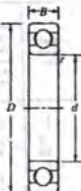
## LAMPIRAN G BANTALAN

### TABEL G<sub>1</sub> BANTALAN

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 <sub>0</sub>	Basic dynamic load rating, C
	d		D		B		r <sup>1</sup>	Shaft	Housing			
	mm	in	mm	in	mm	in	in	in	in	lb	lb	
6200	10	0.3937	26	1.0118	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	3330
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	6650
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	12400
6217	85	3.3465	150	5.9055	28	1.1024	0.079	3.740	5.512	3.97	12300	14600
6218	90	3.5433	160	6.2992	30	1.1811	0.079	3.937	5.906	4.74	14200	16600
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	23000
6222	110	4.3307	200	7.8740	38	1.4961	0.079	4.803	7.402	9.59	23400	24900
6224	120	4.7244	215	8.4646	40	1.5748	0.079	5.197	7.992	11.4	26200	26900



### TABEL G<sub>2</sub> BALL BEARING SERVICE FACTOR (F<sub>s</sub>)

Type of Service	Includes Calculated Load by Following Factors	
	Ball Bearings	Roller Bearings
Uniform and steady load	1.0	1.0
Light shock load	1.2	1.0
Moderate shock load	1.5	1.2
Heavy shock load	2.0	1.5
Extreme and indeterminate shock load	3.0	2.0

Tabel ball bearing service factor (F<sub>s</sub>)

# LAMPIRAN H PASAK

## TABEL I PASAK DATAR SEGI EMPAT

Shaft Diameter	Width and Thickness of Key, $W \times T$	Bottom of Key-set to Opposite Side of Shaft, $Z$	Shaft Diameter	Width and Thickness of Key, $W \times T$	Bottom of Key-set to Opposite Side of Shaft, $Z$	Shaft Diameter	Width and Thickness of Key, $W \times T$	Bottom of Key-set to Opposite Side of Shaft, $Z$	Shaft Diameter	Width and Thickness of Key, $W \times T$	Bottom of Key-set to Opposite Side of Shaft, $Z$
$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{8} \times \frac{1}{8}$	0.430	$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{8} \times \frac{1}{8}$	1.223	$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{8} \times \frac{1}{8}$	1.021	$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{8} \times \frac{1}{8}$	1.320
$\frac{9}{16}$	$\frac{1}{8} \times \frac{1}{8}$	0.493	$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{8} \times \frac{1}{8}$	1.229	$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{8} \times \frac{1}{8}$	1.024	$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{8} \times \frac{1}{8}$	1.373
$\frac{3}{8}$	$\frac{3}{16} \times \frac{3}{16}$	0.517	$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{8} \times \frac{1}{8}$	1.352	$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{8} \times \frac{1}{8}$	1.145	$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{8} \times \frac{1}{8}$	1.437
$\frac{11}{16}$	$\frac{3}{16} \times \frac{3}{16}$	0.581	$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{8} \times \frac{1}{8}$	1.416	$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{8} \times \frac{1}{8}$	1.275	$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{8} \times \frac{1}{8}$	1.690
$\frac{1}{2}$	$\frac{3}{16} \times \frac{3}{16}$	0.644	$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{8} \times \frac{1}{8}$	1.479	$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{8} \times \frac{1}{8}$	1.402	$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{8} \times \frac{1}{8}$	1.751
$\frac{13}{16}$	$\frac{3}{16} \times \frac{3}{16}$	0.708	$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{8} \times \frac{1}{8}$	1.542	$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{8} \times \frac{1}{8}$	1.470	$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{8} \times \frac{1}{8}$	1.944
$\frac{7}{8}$	$\frac{3}{16} \times \frac{3}{16}$	0.771	$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{8} \times \frac{1}{8}$	1.627	$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{8} \times \frac{1}{8}$	1.514	$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{8} \times \frac{1}{8}$	2.042
$\frac{15}{16}$	$\frac{1}{2} \times \frac{1}{2}$	1.196	$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{8} \times \frac{1}{8}$	1.593	$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{8} \times \frac{1}{8}$	1.577	$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{8} \times \frac{1}{8}$	2.232
1	$\frac{1}{2} \times \frac{1}{2}$	0.839	$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{8} \times \frac{1}{8}$	1.655	$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{8} \times \frac{1}{8}$	1.704	$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{8} \times \frac{1}{8}$	2.296
$1\frac{1}{16}$	$\frac{1}{2} \times \frac{1}{2}$	0.923	$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{8} \times \frac{1}{8}$	1.718	$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{8} \times \frac{1}{8}$	1.831	$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{8} \times \frac{1}{8}$	2.350
$1\frac{1}{8}$	$\frac{1}{2} \times \frac{1}{2}$	0.956	$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{8} \times \frac{1}{8}$	1.782	$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{8} \times \frac{1}{8}$	1.880	$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{8} \times \frac{1}{8}$	2.740
$1\frac{3}{8}$	$\frac{1}{2} \times \frac{1}{2}$	1.049	$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{8} \times \frac{1}{8}$	1.845	$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{8} \times \frac{1}{8}$	1.944	$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{8} \times \frac{1}{8}$	2.803
$1\frac{1}{2}$	$\frac{1}{2} \times \frac{1}{2}$	1.112	$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{8} \times \frac{1}{8}$	1.909	$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{8} \times \frac{1}{8}$	1.967	$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{8} \times \frac{1}{8}$	2.900
$1\frac{7}{8}$	$\frac{1}{2} \times \frac{1}{2}$	1.137	$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{8} \times \frac{1}{8}$	1.972	$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{8} \times \frac{1}{8}$	2.140	$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{8} \times \frac{1}{8}$	3.091
$1\frac{9}{8}$	$\frac{1}{2} \times \frac{1}{2}$	1.201	$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{8} \times \frac{1}{8}$	1.937	$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{8} \times \frac{1}{8}$	2.261	$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{8} \times \frac{1}{8}$	3.153

SOURCE: ASME AND Bureau B17.1-1977.

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

SOURCE: ASME: ANSI Standard B17.1-1977.

\*The height of the key is measured at the distance  $W$ , equal to the width of the key, from the left end.

$1/2$  in. height instead of  $4/16$  in.



LAMPIRAN I  
TABEL FAKTOR BEBAN  
RODA GIGI

TABEL I<sub>1</sub> TEGANGAN IJIN

Table 10-3 Safe Static Stresses for Use in The Lewis Equation

Material	$S_u$ , psi	BHN
<b>Gray cast iron</b>		
ASTM 25	8,000	174
ASTM 35	12,000	212
ASTM 50	14,000	233
<b>Cast steel (low carbon)</b>		
0.20% C not heat treated	20,000	180
0.20% C WQT	25,000	250
<b>Forged carbon steel</b>		
SAE 1020 case hardened and WQT	18,000	156
SAE 1030 not heat treated	20,000	180
SAE 1035 not heat treated	23,000	190
SAE 1040 not heat treated	25,000	202
SAE 1045 not heat treated	30,000	215
SAE 1045 hardened by WQT	32,000	205
SAE 1050 hardened by OQT	35,000	223
<b>Alloy Steels</b>		
SAE 2320 case hardened and WQT	50,000	225
SAE 2345 hardened by OQT	50,000	475
SAE 3115 case hardened and OQT	37,000	212
SAE 3145 hardened by OQT	53,000	475
SAE 3245 hardened by OQT	65,000	475
SAE 4340 hardened by OQT	65,000	475
SAE 4640 hardened by OQT	55,000	475
SAE 6145 hardened by OQT	67,500	475
<b>Copper base materials</b>		
SAE 4J (ASTM B147-52, 8A) (manganese bronze)	20,000	100
SAE 62 (ASTM B143-52, 1A) (gun metal)	10,000	80
SAE 65 (ASTM B144-52, 3C) (phosphor bronze)	12,000	100
SAE 68 (ASTM B148-52, 9B) (aluminum bronze, heat treated)	22,000	180
<b>Nonmetals</b>		
Bakelite, Micarta, Celcon	8,000	

TABEL 1<sub>2</sub> FAKTOR BEBAN/AUSURSI  
RODA GIGI

Table 10-11 Wear Load Factor, K, and Surface Endurance Limit

Materials in Pinion and Gear		Surface Endurance Limit, $S_{u,ps}$	K		
			$\phi = 14\frac{1}{2}^{\circ}$ deg.	$\phi = 20^{\circ}$ deg.	$\phi = 25^{\circ}$ deg.
Both gears steel, with average brinell hardness number of pinion and gear					
	150	50,000	30	41	51
	175	60,000	43	58	72
	200	70,000	58	79	98
	225	80,000	76	103	127
	250	90,000	96	131	162
	275	100,000	119	162	200
	300	110,000	144	196	242
	325	120,000	171	233	288
	350	130,000	196	270	333
	375	140,000	233	318	384
	400	150,000	268	366	453
Steel (BHN 150) and cast iron		50,000	44	60	74
Steel (BHN 200) and cast iron		70,000	87	119	147
Steel (BHN 250) and cast iron		90,000	144	196	242
Steel (BHN 150) and phosphor bronze		59,000	46	62	77
Steel (BHN 200) and phosphor bronze		65,000	73	100	123
Steel (BHN 250) and phosphor bronze		85,000	135	184	228
Cast iron and cast iron		90,000	193	264	327
Cast iron and phosphor bronze		83,000	170	234	288

# TABEL I<sub>3</sub> TEGANGAN IJIN

Table 10-2 Values for Lewis Form Factor

No. of Teeth	Load at Tip								Load Near Middle			
	14½ deg FD		20 deg FD		20 deg Stub		25 deg		14½ deg FD		20 deg FD	
	Y	F	Y	F	Y	F	Y	F	Y	F	Y	F
10	0.176	0.056	0.201	0.064	0.261	0.083	0.238	0.076				
11	0.192	0.061	0.226	0.072	0.289	0.092	0.259	0.082				
12	0.210	0.067	0.245	0.078	0.311	0.099	0.277	0.088	0.355	0.113	0.415	0.133
13	0.223	0.071	0.264	0.083	0.324	0.103	0.293	0.093	0.377	0.120	0.443	0.141
14	0.236	0.075	0.276	0.088	0.339	0.108	0.307	0.098	0.399	0.127	0.468	0.149
15	0.245	0.078	0.289	0.092	0.349	0.111	0.320	0.102	0.415	0.133	0.490	0.156
16	0.255	0.081	0.295	0.094	0.360	0.115	0.332	0.106	0.430	0.137	0.503	0.160
17	0.264	0.084	0.302	0.096	0.368	0.117	0.342	0.109	0.446	0.142	0.512	0.163
18	0.270	0.086	0.308	0.098	0.377	0.120	0.352	0.112	0.459	0.146	0.522	0.167
19	0.277	0.088	0.314	0.100	0.386	0.123	0.361	0.115	0.471	0.150	0.534	0.170
20	0.283	0.090	0.320	0.102	0.393	0.125	0.369	0.118	0.481	0.153	0.544	0.173
21	0.289	0.092	0.326	0.104	0.399	0.127	0.377	0.120	0.490	0.156	0.553	0.177
22	0.292	0.094	0.330	0.105	0.404	0.129	0.384	0.122	0.496	0.158	0.559	0.178
23	0.296	0.094	0.333	0.106	0.408	0.130			0.502	0.160	0.565	0.180
24	0.302	0.096	0.337	0.107	0.411	1.032	0.396	0.126	0.509	1.062	0.572	0.183

**Table 10-2 (continued)**

No. of Teeth	Load at Tip								Load Near MMC			
	14½ deg FD		20 deg FD		20 deg Slub		25 deg		14½ deg FD		20 deg FD	
	Y	y	Y	y	Y	y	Y	y	Y	y	Y	y
25	0.305	0.097	0.340	0.108	0.416	0.133	0.402	0.128	0.515	0.164	0.580	0.184
26	0.308	0.098	0.344	0.109	0.421	0.135	0.407	0.130	0.522	0.166	0.584	0.186
27	0.311	0.099	0.348	0.111	0.426	0.136	0.412	0.131	0.528	0.168	0.588	0.187
28	0.314	0.100	0.352	0.112	0.430	0.137	0.417	0.133	0.534	0.170	0.592	0.189
29	0.316	0.101	0.355	0.113	0.434	0.138	0.421	0.134	0.537	0.171	0.599	0.191
30	0.318	0.101	0.358	0.114	0.437	0.139	0.425	0.135	0.540	0.172	0.606	0.193
31	0.320	0.101	0.361	0.115	0.440	0.140	0.429	0.137	0.554	0.173	0.611	0.195
32	0.322	0.101	0.364	0.116	0.443	0.141	0.433	0.139	0.547	0.174	0.617	0.196
33	0.324	0.101	0.367	0.117	0.445	0.142	0.436	0.139	0.550	0.175	0.623	0.198
34	0.326	0.104	0.371	0.118	0.447	0.142	0.440	0.140	0.553	0.177	0.628	0.200
35	0.327	0.104	0.373	0.119	0.449	0.143	0.443	0.141	0.556	0.177	0.633	0.201
36	0.329	0.105	0.377	0.120	0.451	0.144	0.446	0.142	0.559	0.178	0.639	0.203
37	0.330	0.105	0.380	0.121	0.454	0.144	0.449	0.143	0.563	0.179	0.645	0.205
38	0.333	0.106	0.384	0.122	0.455	0.145	0.452	0.144	0.565	0.180	0.650	0.207
39	0.335	0.107	0.386	0.123	0.457	0.146	0.454	0.145	0.568	0.181	0.655	0.209
40	0.336	0.107	0.389	0.124	0.459	0.146	0.457	0.145	0.570	0.182	0.659	0.210
43	0.339	0.108	0.397	0.126	0.467	0.147	0.464	0.148	0.574	0.183	0.668	0.212
45	0.340	0.108	0.399	0.127	0.468	0.149	0.468	0.149	0.579	0.184	0.678	0.214

TABEL I<sub>4</sub> FAKTOR BEBAN LEBIH

Table 10-4 Overload Factor,  $K_o$  (for speed increasing and decreasing drives)\*

Power Source	Load on Driven Machine		
	Uniform	Moderate Shock	Heavy Shock
	Uniform	1.00	1.25
Light shock	1.25	1.50	2.00 or higher
Medium shock	1.50	1.75	2.25 or higher

\* In speed increasing drives of spur and bevel gears (but not helical and worm gears), add  $0.01 (v_{GHP})^2$  to the factors in Table 10-4, where  $v_{GHP}$  = number of teeth in pinion;

$v_{GP}$  = number of teeth in gear.

SOURCE: AGMA

TABEL I<sub>5</sub> FAKTOR DISTRIBUSI BEBAN

Table 10-5 Load Distribution Factor,  $K_m$

Condition of Support	Face Width							
	7-in. Face and under		6-in. Face		5-in. Face		16-in. Face and Over	
	Spur	Helical	Spur	Helical	Spur	Helical	Spur	Helical
Accurate mounting, low bearing clearances, minimum elastic deflection, precision gears	1.3	1.2	1.4	1.3	1.5	1.4	1.8	1.7
Less rigid mountings, less accurate gears, contact across full face	1.0	1.5	1.7	1.6	1.8	1.7	2.0	2.0
Accuracy and mounting such that less than full face contact exists	Over 2.0							

SOURCE: AGMA



# GRAFIK I<sub>6</sub> FAKTOR DINAMIK

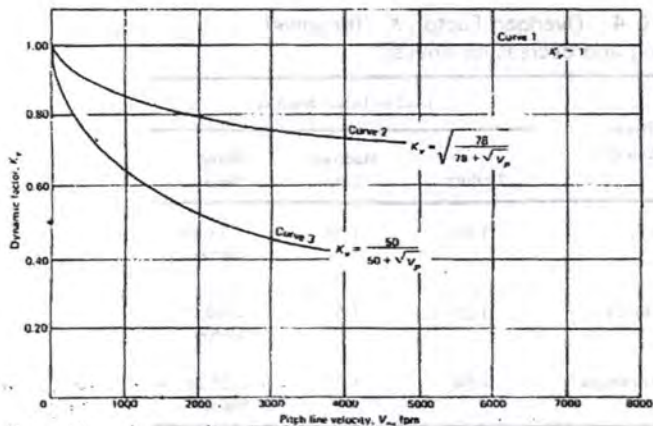
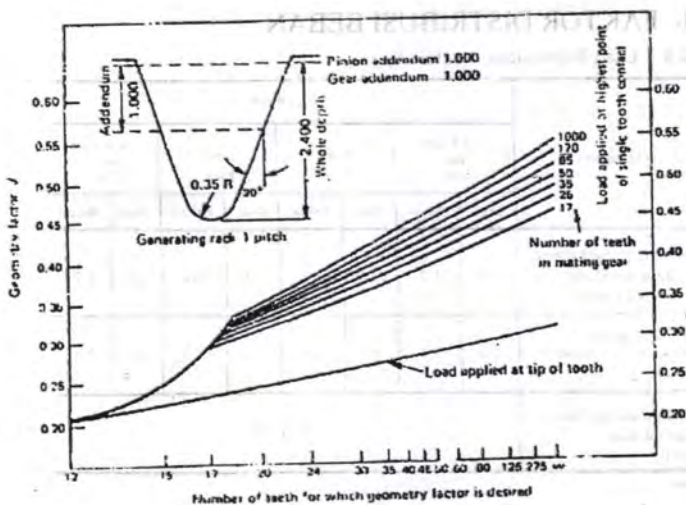


Figure 10-21 Dynamic factor,  $K_v$ , [Courtesy American Gear Manufacturers' Association.]

# GRAFIK I<sub>7</sub> FAKTOR GEOMETRI



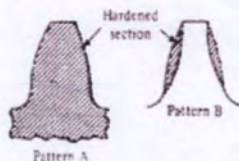
TABEL I<sub>8</sub> TEGANGAN IJIN MATERIAL

Table 10-7 Strength of Spur, Helical, Herringbone, and Bevel Gear Teeth

Material	Heat Treatment	Min. Material Hardness or Min. Tensile Strength	$S_{ut}$ , psi	
			Spur, Helical, and Herringbone	Bevel
Steel	Normalized Quenched and tempered Quenched and tempered Quenched and tempered	140 BHN	19-25,000	11,000
		180 BHN	25-33,000	14,000
		300 BHN	36-47,000	19,000
		450 BHN	44-59,000	25,000
	Case carburized Case carburized	55 $R_c$ 60 $R_c$	55-65,000 60-70,000	27,500 30,000
		Induction or flame hardened, hardness Pattern A of Footnote 1 Hardness Pattern of Footnote 1	54 $R_c$	45-55,000*
54 $R_c$ at Hardened surface	22,000		13,500	
Nitrided AISI 4140	53 $R_c$ case <sup>†</sup> 300 BHN core	37-42,000*	20,000	
	Cast Iron AGMA Grade 20 AGMA Grade 30 AGMA Grade 40	175 BHN 200 BHN	5,000 8,500 13,000	2,700 4,600 7,000
Nodular Iron ASTM Grade 60-40-18 ASTM Grade 80-55-06		Annealed	15,000 20,000	8,000 11,000
		ASTM Grade 100-70-03 ASTM Grade 120-90-02	Normalized Quenched and tempered	26,000 30,000
Bronze AGMA 3c (107-12% Tin)	40,000 psi		5,700	3,000
	Aluminum Bronze ASTM B-143-52 Alloy 9C-H.T.	90,000 psi	23,600	12,000

Footnote (1)

\* Values for teeth 5 DP and finer



SOURCE: AGMA

† If no hours given these hardnesses will be lower. Hence lower values of allowable stress should be used.

TABEL I<sub>9</sub> FAKTOR UMUR TABEL 1. TEGANGAN LUNYU MATAHARI

Table 10-8 Life Factor,  $K_L$

Number of Cycles	Spur, Helical and Herringbone				Bevel Gears
	160 BHN	250 BHN	450 BHN	Case Carburized†	Case Carburized*
Up to 1,000	1.6	2.4	3.4	2.7	4.6
10,000	1.4	1.9	2.4	2.0	3.1
100,000	1.2	1.4	1.7	1.5	2.1
1 million	1.1	1.1	1.2	1.1	1.4
10 million	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0
100 million and over	1.0-0.8*	1.0-0.8*	1.0-0.8*	1.0-0.8*	1.0

\* The life factor for over 100 million cycles is to neither be handled by service factor, the factor of safety, or by reduced allowable stresses. For reference purposes, see Standard AGMA 151.02, Application classification for helical, herringbone and spiral bevel gear speed reducers, and Standard AGMA 411.02, Design procedure of spur, herringbone and power take-off spur and helical gears.

† Case Carburized 55-57%.

SOURCE: AGMA

TABEL I<sub>10</sub> FAKTOR KEAMANAN

Table 10-9 Factors of Safety,  $K_S$   
(fatigue strength)

Requirements of Application	$K_S$
High reliability	1.50 or higher
Fewer than 1 failure in 100	1.00
Fewer than 1 failure in 3	0.70

SOURCE: AGMA

Table 10-10 Factors of Safety,  $K_R$   
(yield strength)

Requirements of Application	$K_R$
High Reliability	3.00 or higher
Normal Design	1.33

SOURCE: AGMA

TABEL I<sub>11</sub> FAKTOR DISTRIBUSI BEBAN

Table 10-13 Load Distribution Factor for Spur, Helical, and Herringbone Gears,  $C_m$

Ratio of $\frac{b}{d}$	Contact	$C_m$
1.0 or less	95% face width contact obtained at one-third torque 95% face width contact obtained at full torque	1.4 at $\frac{1}{3}$ torque 1.1 at full torque
	75% face width contact obtained at one-third torque 95% face width contact obtained at full torque	1.8 at $\frac{1}{3}$ torque 1.3 at full torque
	35% face width contact obtained at one-third torque 95% face width contact obtained at full torque	2.5 at $\frac{1}{3}$ torque 1.9 at full torque
	20% face width contact obtained at one-third torque 75% face width contact obtained at full torque	4.0 at $\frac{1}{3}$ torque 2.5 at full torque
	Teeth are crowned 35% face width contact obtained at one-third torque 85% face width contact obtained at full torque	2.5 at $\frac{1}{3}$ torque 1.7 at full torque
Over 1 but less than 2	Calculated combined twist and bending of pinion not over 0.001" over entire face Pinion not over 250 BHN hardness 75% contact obtained at one-third torque 95% contact obtained at full torque	2.0 at $\frac{1}{3}$ torque 1.4 at full torque
	Calculated combined twist and bending of pinion not over 0.0007" over entire face Pinion not over 350 BHN hardness 75% contact obtained at one-third torque 95% contact obtained at full torque	2.0 at $\frac{1}{3}$ torque 1.4 at full torque
	30% contact obtained at one-third torque 75% contact obtained at full torque	4.0 at $\frac{1}{3}$ torque 3.0 at full torque
	Twist and bending exceeds 0.001" over entire face	Calculate effects of deflection and either adjust helix angle to compensate for deflection or increase $C_m$ to allow for both alignment errors and deflection

SOURCE: AGMA



GRAFIK I<sub>12</sub> FAKTOR DINAMIK

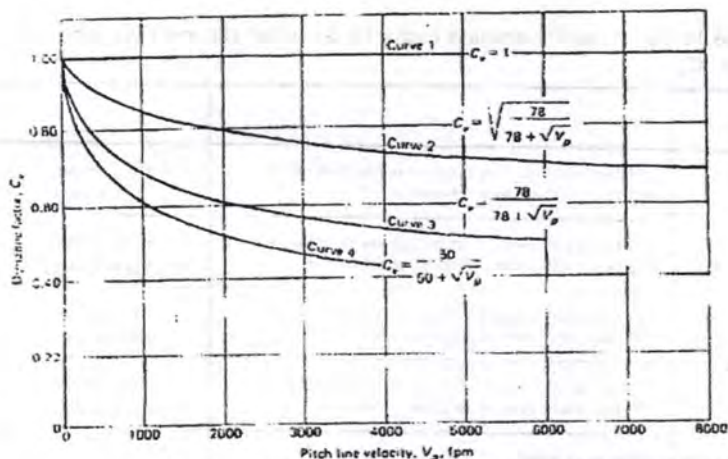


FIGURE 10-27 Dynamic factor,  $C_d$ . [Courtesy American Gear Manufacturers' Association.]

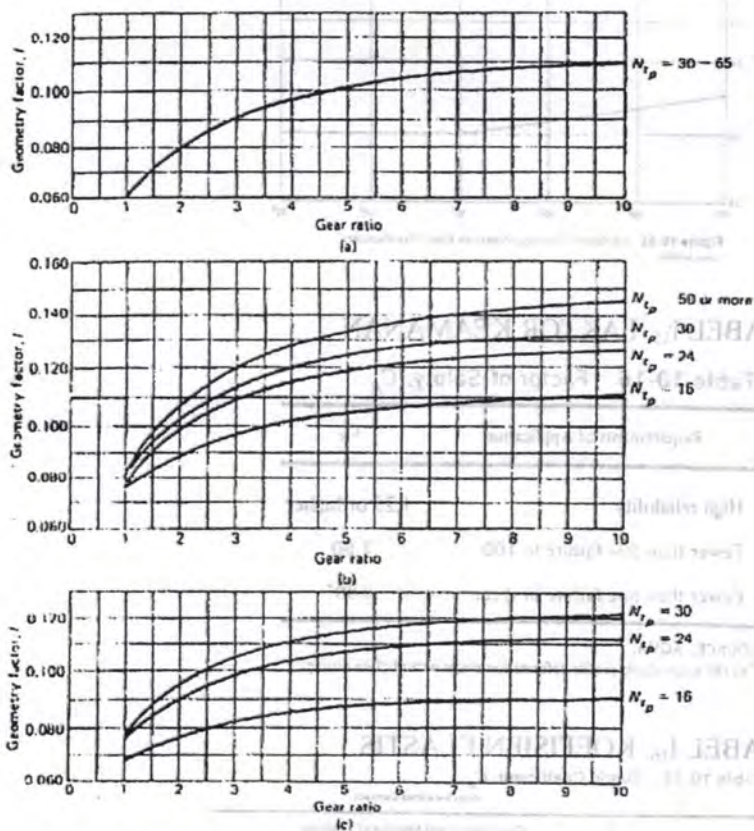
TABEL I<sub>12</sub> TEGANGAN IJIN KONTAK

Table 10-14 Allowable Contact Stress Number,  $S_{ac}$

Material	Surface Hardness, $H_{min}$	$S_{ac}$	Material	Surface Hardness, $H_{min}$	$S_{ac}$
Steel	Through hardened	85-95,000 105-115,000 120-135,000 145-160,000 170-190,000	Cast iron	— 175 Bhn 200 Bhn	50-60,000 65-75,000 75-85,000
	Case carburized		AGMA grade 20		90-100% of the $S_{ac}$ value of steel with the same hardness
			AGMA grade 30		
			AGMA grade <math>\leq 40</math>		
			Nodular iron	165 Bhn 210 Bhn 255 Bhn	
		Annealed			
	Normalized				
	Case or induction hardened	Oil quench and temper	Tensile Strength psi (min)	$S_{ac}$	
		55 H <sub>R</sub>			40,000
		60 H <sub>R</sub>			
30 H <sub>R</sub>	170-190,000	Aluminum bronze ASTM B 148-52 (Alloy 9C-H.T.)	90,000	65,000	



# GRAFIK I<sub>13</sub> FAKTOR GEOMETRI



**Figure 10-32** External spur pinion geometry factor,  $I$ , for standard center distances. All curves are for the lowest point of single tooth contact on the pinion. (a)  $14\frac{1}{2}$  deg pressure angle full depth teeth, standard addendum =  $1/P$ . (b) 20 deg pressure angle full depth teeth, standard addendum =  $1/P$ . (c) 20 deg pressure angle stub teeth, standard addendum =  $0.8/P$ . [Courtesy American Gear Manufacturers' Association.]

## GRAFIK I<sub>14</sub> FAKTOR UMUR

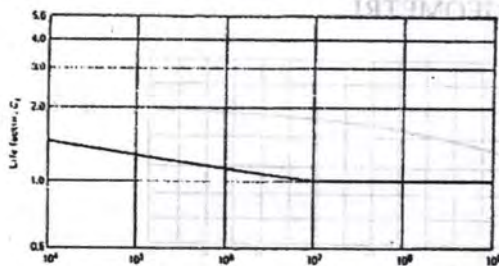


Figure 10-33 Life factor. [Courtesy American Gear Manufacturers' Association.]

## TABEL I<sub>15</sub> FAKTOR KEAMANAN

Table 10-16 Factor of Safety,  $C_R$

Requirements of Application	$C_R$
High reliability	1.25 or higher
Fewer than one failure in 100	1.00
Fewer than one failure in three	0.80*

SOURCE: AGMA.

\*At this value plastic profile deformation might occur before pitting.

## TABEL I<sub>16</sub> KOEFISIEN ELASTIS

Table 10-12 Elastic Coefficient,  $C_p$

Non-localized Contact

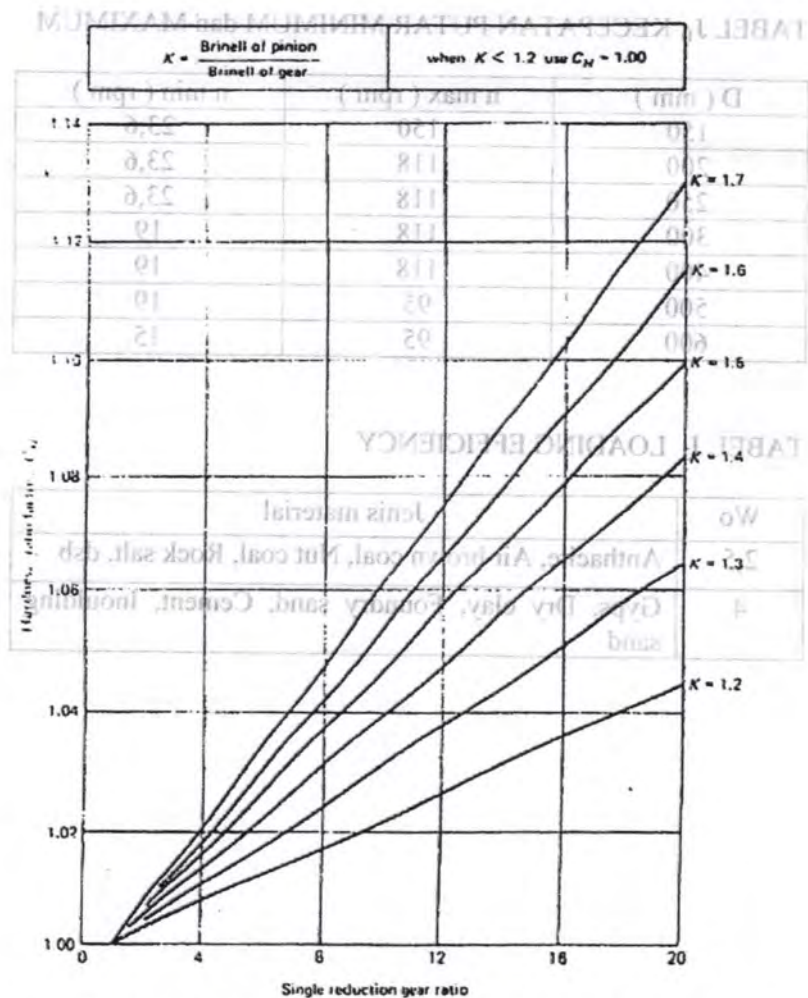
Pinion Material and Modulus of Elasticity, $E$		Gear Material and Modulus of Elasticity			
		Steel	Cast Iron	Aluminum Bronze	Tin Bronze
		$30 \times 10^6$	$19 \times 10^6$	$17.5 \times 10^6$	$16 \times 10^6$
Steel	$30 \times 10^6$	2300	2000	1950	1900
Cast iron	$19 \times 10^6$	2000	1800	1800	1750
Aluminum	$17.5 \times 10^6$	1950	1800	1750	1700
Tin bronze	$16 \times 10^6$	1900	1750	1700	1650

SOURCE: AGMA.

AGMA, Inc., 1975.

\*All the above exact values of  $C_p$  are obtained on roller contact tests; they can be used.

# GRAFIK I<sub>17</sub> FAKTOR RASIO



**Figure 10-34** Hardness ratio factor,  $C_H$ . [Courtesy American Gear Manufacturers' Association]

**LAMPIRAN J**  
**SCREW CONVEYORS**

**TABEL J<sub>1</sub> KECEPATAN PUTAR MINIMUM dan MAXIMUM**

D ( mm )	n max ( rpm )	n min ( rpm )
150	150	23,6
200	118	23,6
250	118	23,6
300	118	19
400	118	19
500	95	19
600	95	15

**TABEL J<sub>2</sub> LOADING EFFICIENCY**

W <sub>o</sub>	Jenis material
2,5	Anthacite, Air brown coal, Nut coal, Rock salt, dsb
4	Gyps, Dry clay, Foundry sand, Cement, Inoulding sand

## LAMPIRAN K KONVERSI SATUAN

### TABEL K<sub>1</sub> 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



TABLE (Continued) Conversion Factors

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

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	= $6.47989 \times 10^{-5}$ 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	= $1 \text{ N/m}^2 = 1 \text{ kg/m}^2\text{-s}^2$	1 lbf/in. <sup>2</sup>	= 6.894 757 kPa
1 bar	= $1.0 \times 10^5 \text{ Pa} = 100 \text{ kPa}$	1 atm	= 14.695 94 lbf/in. <sup>2</sup>
1 atm	= 1.01325 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]		
	= 10.332 56 m H <sub>2</sub> O [4°C]	1 bar	= 0.986 95 bar
1 torr	= 1 mm Hg [0°C]	1 in. Hg [0°C]	= 0.49115 lbf/in. <sup>2</sup>
1 m m Hg [0°C]	= 0.133 322 kPa	1 in. H <sub>2</sub> O [4°C]	= 0.036126 lbf/in. <sup>2</sup>
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	= $2.98907 \times 10^{-3}$ kJ/kg
			= $1.28507 \times 10^{-3}$ Btu/lbm

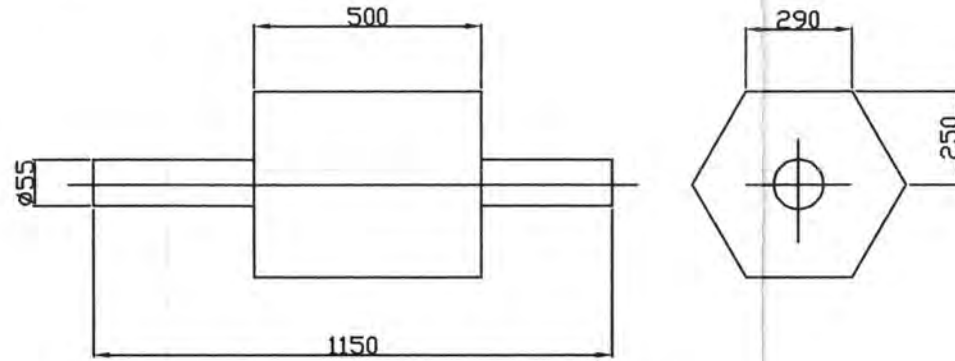
## **BIODATA PENULIS**



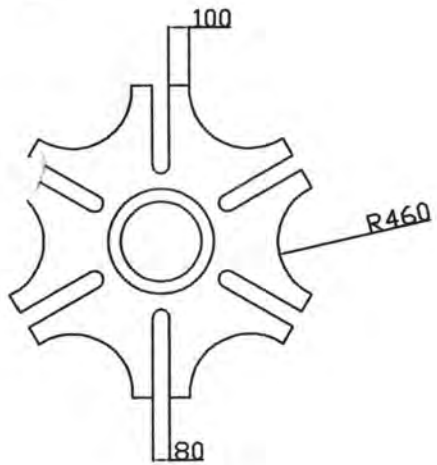
Penulis dilahirkan di Surabaya pada tanggal 7 April 1988 dengan nama Suhendra Kusuma. Penulis merupakan anak pertama dari dua bersaudara. Pendidikan formal yang telah ditempuhnya yaitu di SDN Warugunung II 449, SMPN 16 Surabaya, SMAN 15 Surabaya dan kemudian melanjutkan studinya di Program Studi D3 Teknik Mesin FTI - ITS Surabaya, dengan mengambil bidang studi Teknik Produksi.

Penulis juga aktif diberbagai kegiatan dalam kampus dan di luar kampus. Adapun hobi penulis yaitu renang dan membaca. Pada saat kuliah ia diberi kepercayaan menjabat sebagai Kepala Divisi Bengkel Himpunan Mahasiswa D3 Teknik Mesin FTI - ITS, selain itu banyak pula pelatihan dan event - event yang diikutinya selama menjadi mahasiswa di lingkungan ITS.

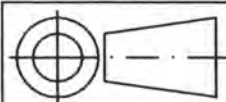
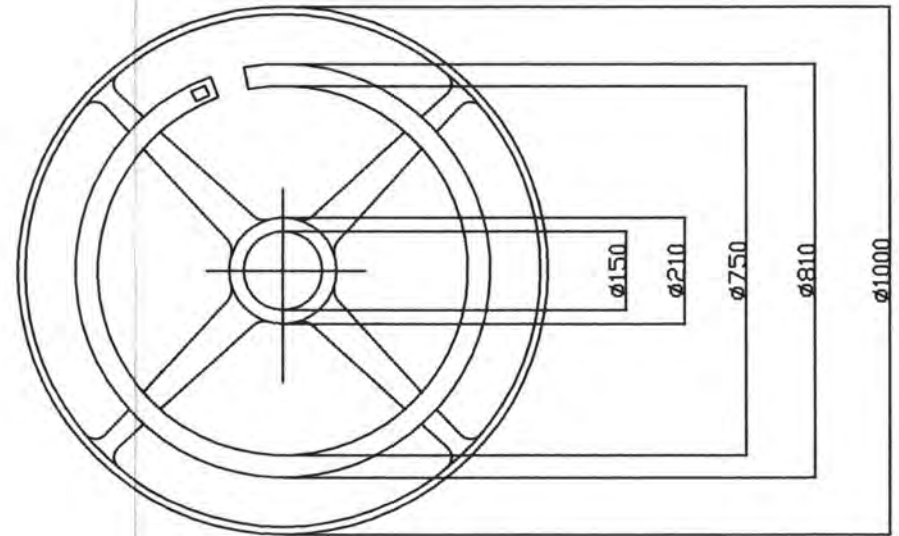
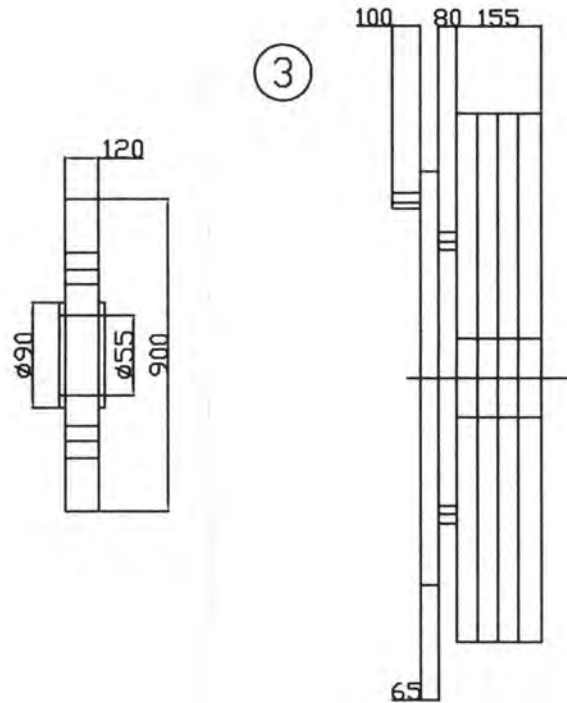
1



2



3

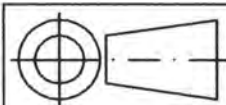
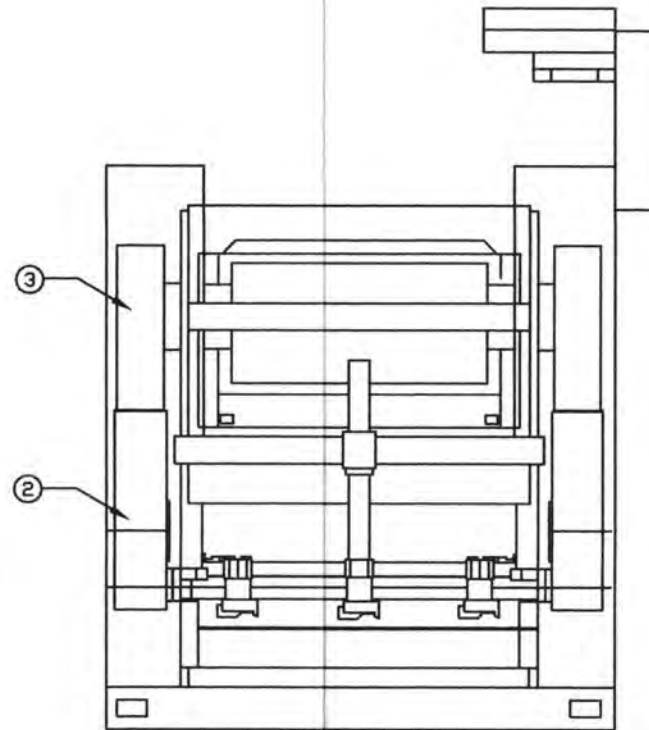
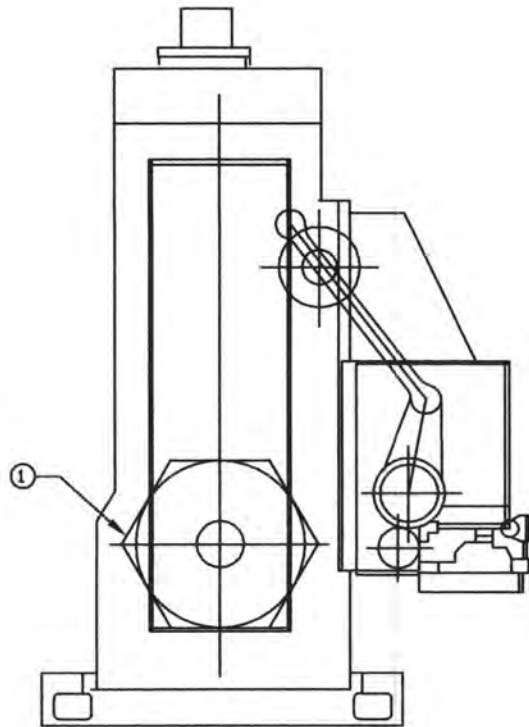


SCALE : 1 : 15  
 UNITS : mm  
 DATE : 11-08-09

DSG : SUHENDRA KUSUMA  
 NRP : 2106 030 004  
 CHK : Ir.EDDY WIDIYONO, MSc.

NOTES :

NO	PART NAME	COUNT
1	Cetakan Segienam	1
2	Bintang Segienam	2
3	Pulley	2



SCALE : 1 : 30

UNITS : mm

DATE : 11-08-09

DSG : SUHENDRA KUSUMA

NRP : 2106 030 004

CHK : Ir.EDDY WIYONO, MSc.

NOTES :

D3 T. MESIN - ITS

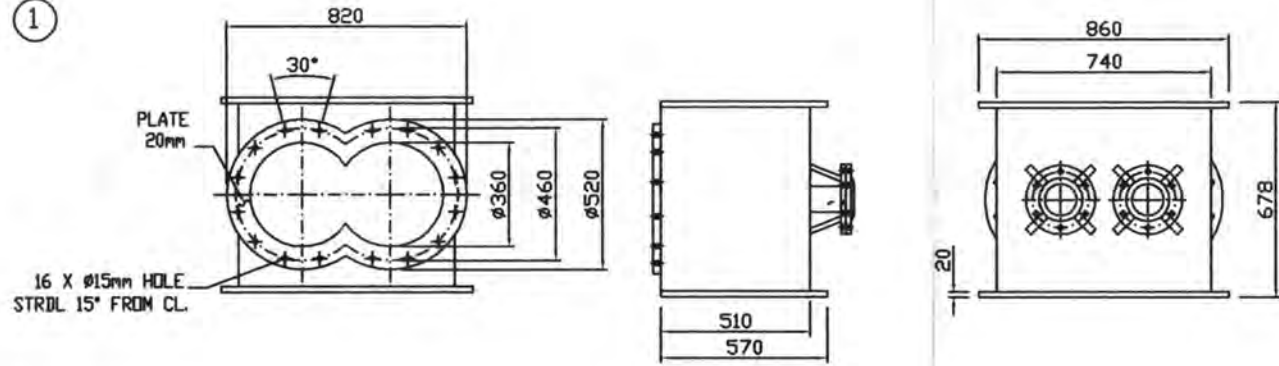
PRESS MACHINE

00

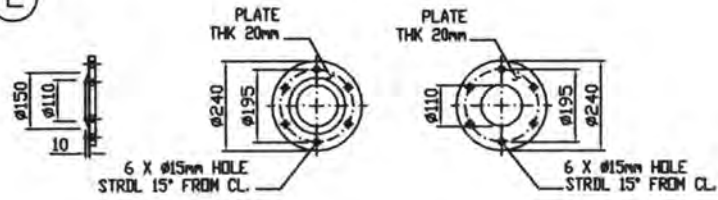
A4



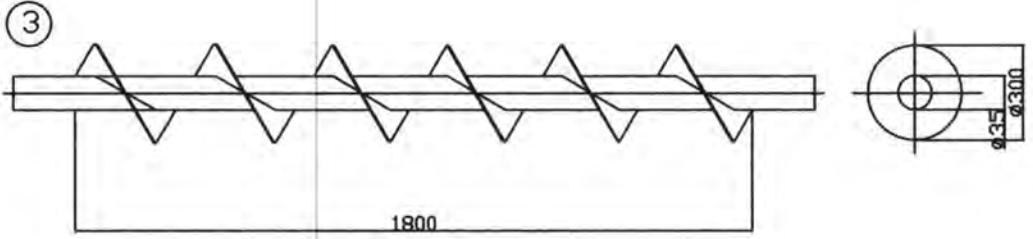
1



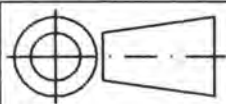
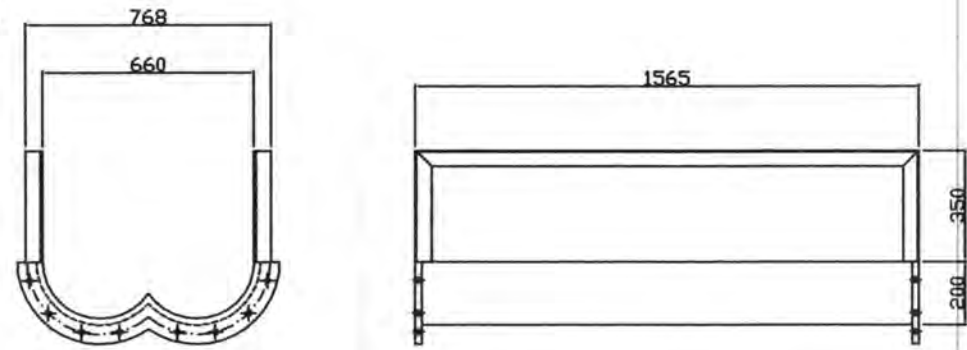
2



3



4



SCALE : 1 : 15  
 UNITS : mm  
 DATE : 21-07-09

DSG : SUHENDRA KUSUMA  
 NRP : 2106 030 004  
 CHK : Ir.EDDY WIDIYONO, MSc.

NOTES :

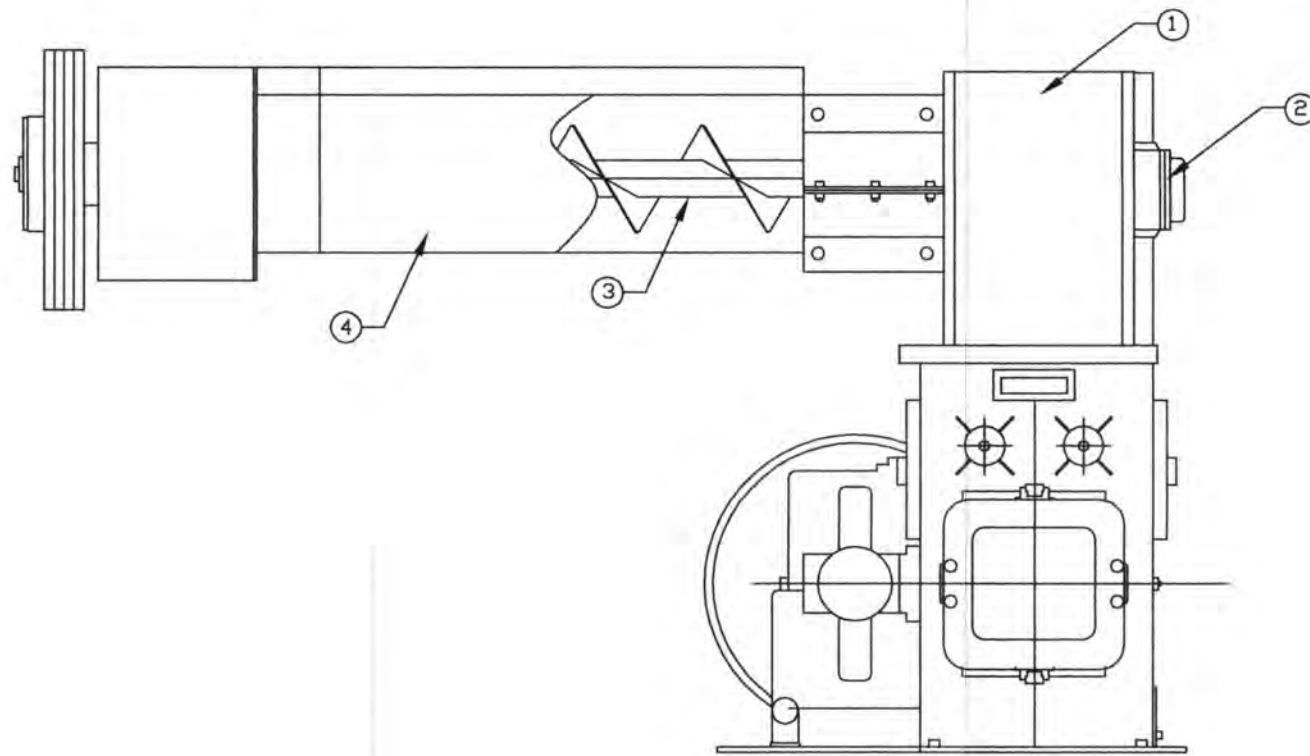
D3 T. MESIN - ITS

VACUUM EXTRUDER PART1

00

A4

NO	PART NAME	COUNT
1	Box Vacuum	1
2	Dudukan Screw	2
3	Screw Conveyors	2
4	Through	1



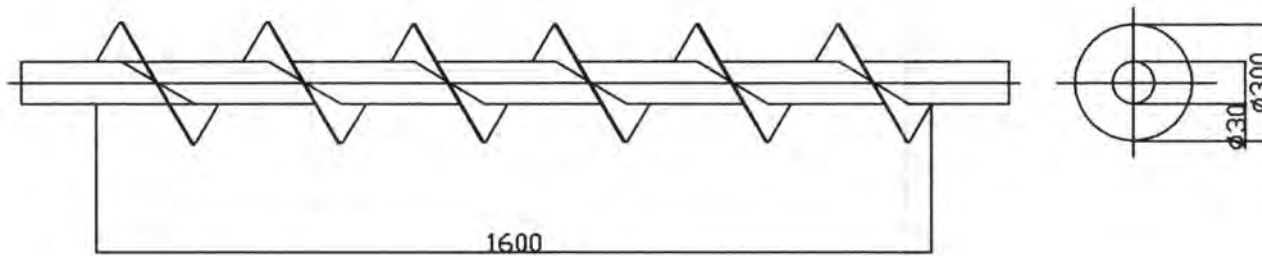
SCALE : 1:20  
 UNITS : mm  
 DATE : 21-07-09

DSG : SUHENDRA KUSUMA  
 NRP : 2106030004  
 CHK : Ir.EDDY WIDIYONO, MSc.

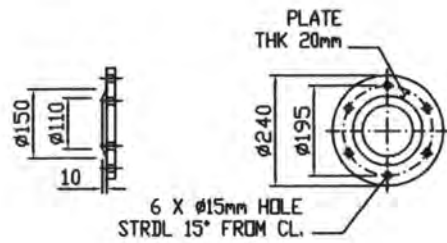
NOTES :

D3 T. MESIN - ITS	VACUUM EXTRUDER	1	A3
-------------------	-----------------	---	----

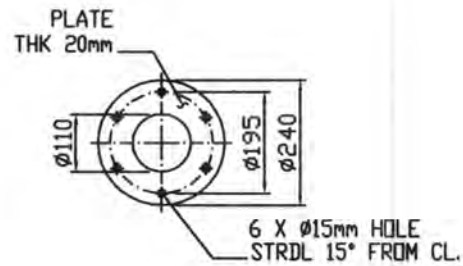
4



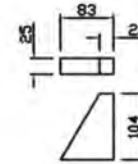
5



6



7



SCALE : 1 : 20

UNITS : mm

DATE : 10-08-09

DSG : SUHENDRA KUSUMA

NRP : 2106 030 004

CHK : Ir.EDDY WIDIYONO, MSc.

NOTES :

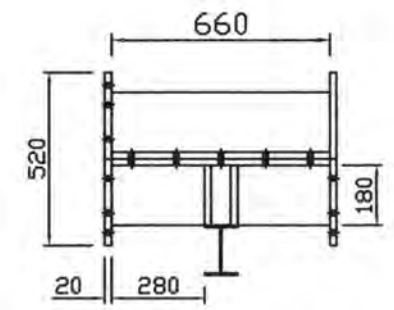
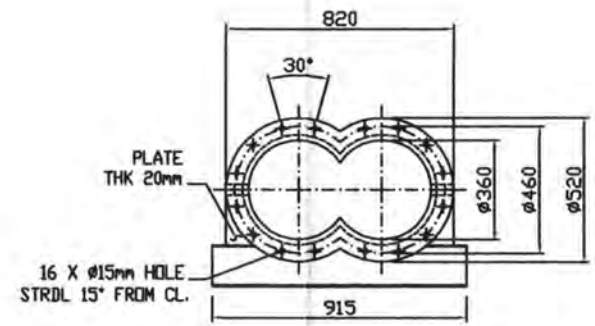
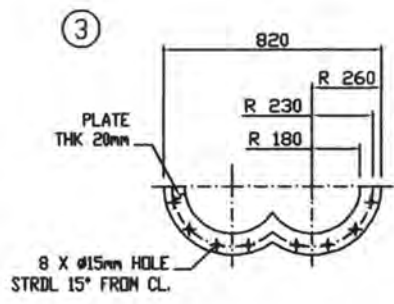
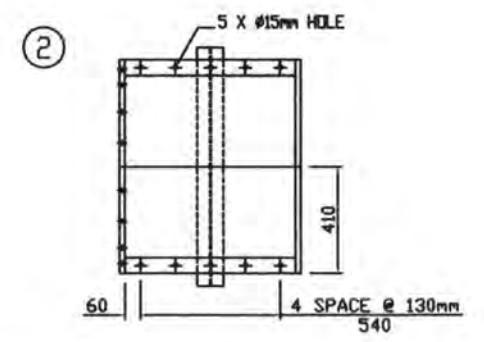
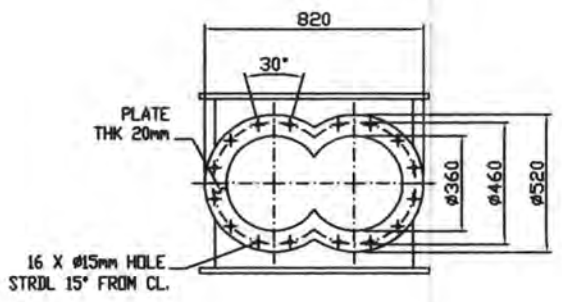
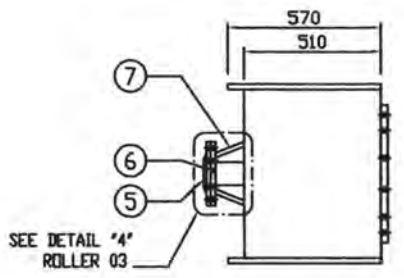
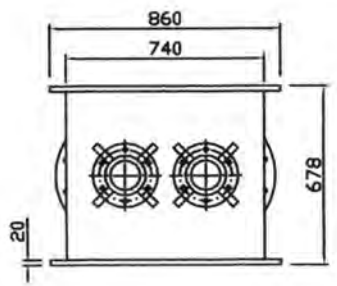
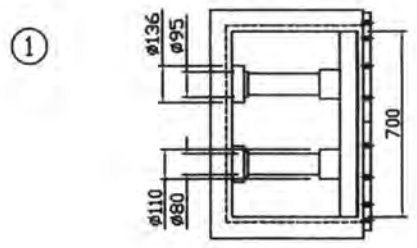
D3 T. MESIN - ITS

MIXING MACHINE PART2

00

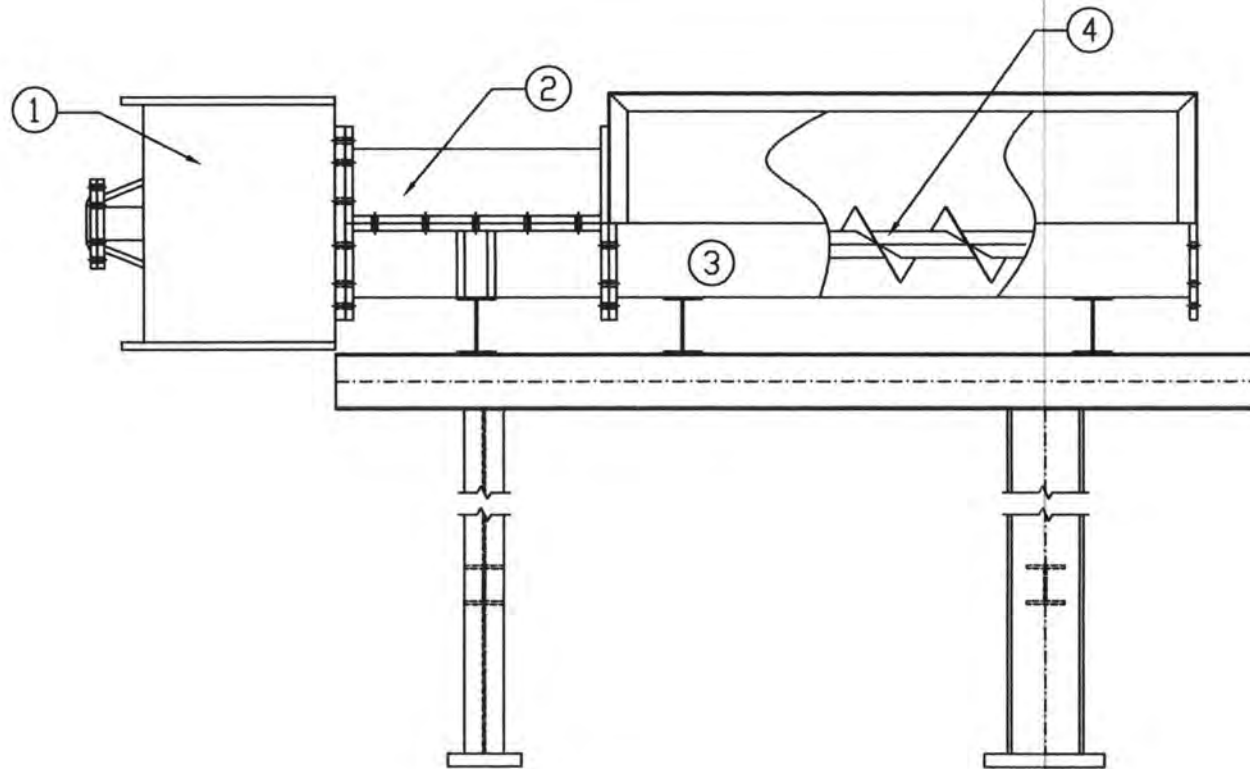
A4

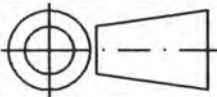
NO	PART NAME	COUNT
5	CAP	2
6	ROUND PLATE	2
7	STIFFENER	8



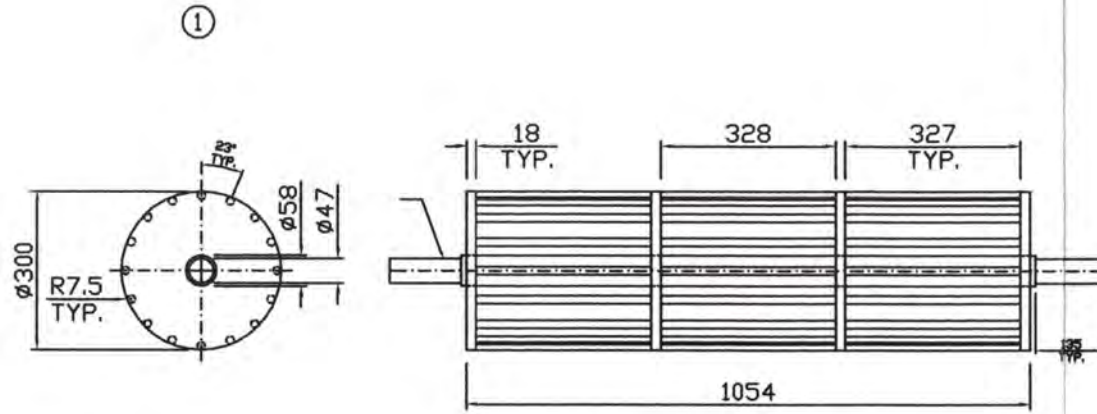
	SCALE : 1 : 20	DSG : SUHENDRA KUSUMA	NOTES :
	UNITS : mm	NRP : 2106 030 004	
	DATE : 10-08-09	CHK : Ir.EDDY WIDIYONO, MSC.	
D3 T. MESIN - ITS	MIXING MACHINE PART 1	00	A4

NO	PART NAME	COUNT
1	BOX	1
2	THROUGH TERTUTUP	1
3	THROUGH TERBUKA	1
4	SCREW CONVEYORS	1

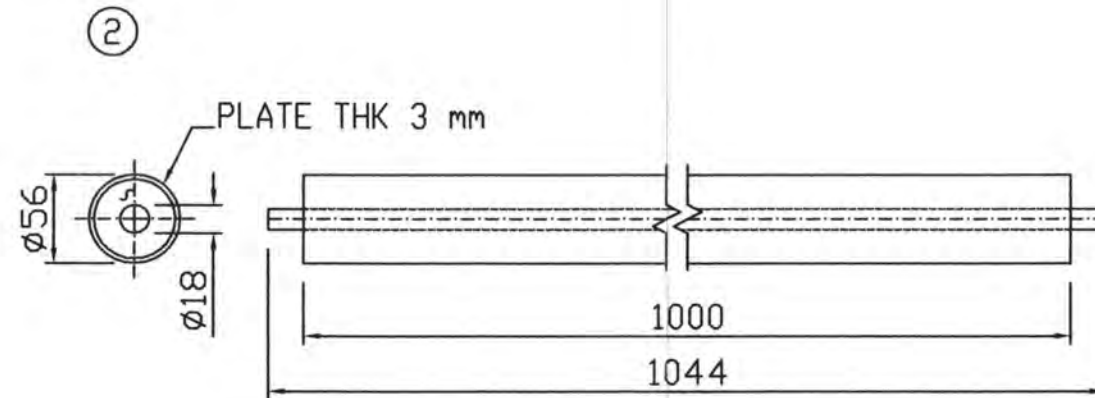


	SCALE : 1 : 20	DSG : SUHENDRA KUSUMA	NOTES :	
	UNITS : mm	NRP : 2106 030 004		
	DATE : 10-08-09	CHK : Ir.EDDY WIDIYONO, MSc.		
D3 T. MESIN - ITS	MIXING MACHINE	00	A4	





SCALE 1:15

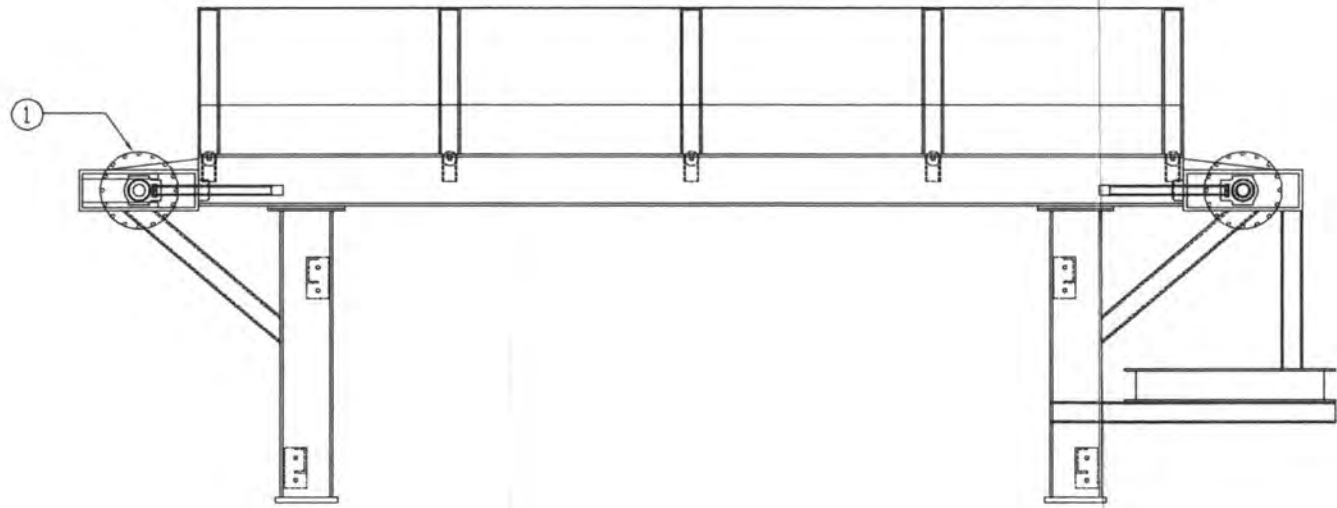
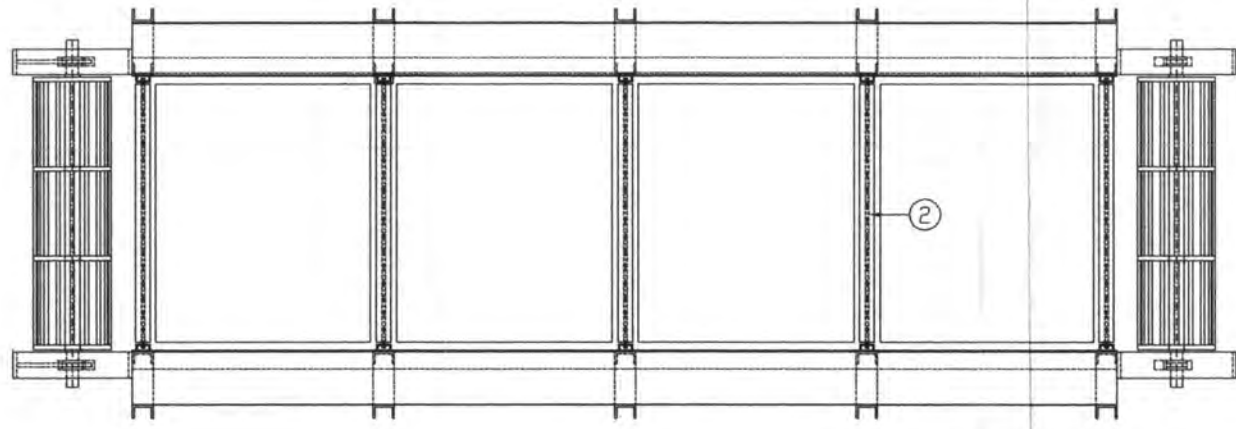


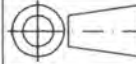
SCALE 1:5



	SCALE : 1 : 10	DSG : SUHENDRA KUSUMA	NOTES :	
	UNITS : mm	NRP : 2106 030 004		
	DATE : 21-0709	CHK : Ir.EDDY WIDIYONO, MSc.		
D3 T. MESIN - ITS	BOX FEEDER 01	00	A4	

NO	PART NAME	COUNT
1	Pulley Penggerak	2
2	Roll	5



	SCALE : 1:20	DSG : SUHENDRA KUSUMA	NOTES :
	UNITS : mm	NRP : 2106030004	
	DATE : 21-07-09	CHK : Ir.EDDY WIDIYONO, M.Sc.	
D3 T. MESIN - ITS	BOX FEEDER	1	A3