



**TUGAS AKHIR - TM 090340**

# **PERHITUNGAN TRANSMISI DAN ANALISA KEKUATAN RANGKA PADA MESIN HAMMER MILL**

**KISAH ERLANGGA ENDIKA ARIEF  
NRP. 2111 030 060**

**Dosen Pembimbing  
Dr. Ir. Bambang Sampurno, MT**

**PROGRAM STUDI DIPLOMA III  
JURUSAN TEKNIK MESIN  
Fakultas Teknologi Industri  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember  
Surabaya  
2014**



**FINAL PROJECT - TM 090340**

# **CALCULATION OF TRANSMISSION AND ANALYSIS OF FRAME STRENGTH IN HAMMER MILL MACHINE**

**KISAH ERLANGGA ENDIKA ARIEF  
NRP. 2111 030 060**

**Supervisor Lecturer  
Dr. Ir. Bambang Sampurno, MT**

**STUDY PROGRAM DIPLOMA III  
MECHANICAL ENGINEERING DEPARTMENT  
Faculty of Industrial Technology  
Sepuluh Nopember Institute of Technology  
Surabaya  
2014**

# PERHITUNGAN TRANSMISI DAN ANALISA KEKUATAN RANGKA PADA MESIN HAMMER MILL

## TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat  
Memperoleh Gelar Ahli Madya Teknik Mesin  
Pada  
Bidang Studi Konversi Energi  
Program Studi Diploma III Jurusan Teknik Mesin  
Fakultas Teknologi Industri  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember  
Surabaya

Oleh :

**KISAH ERLANGGA ENDIKA ARIEF**

NRP. 2111 030 060

Disetujui oleh Dosen Pembimbing Tugas Akhir :

1. Dr. Ir. Bambang Saripurno, MT (Pembimbing)



SURABAYA

Juli 2014

# PERHITUNGAN TRANSMISI DAN ANALISA KEKUATAN RANGKA PADA MESIN HAMMER MILL

**Nama Mahasiswa** : Kisah Erlangga Endika Arief  
**NRP** : 2111 030 060  
**Jurusan** : D3 Teknik Mesin FTI-ITS  
**Dosen Pembimbing** : Dr. Ir. Bambang Sampurno, MT

## Abstrak

*Perkembangan dalam bidang peternakan yang semakin pesat berbanding lurus dengan kebutuhan akan produksi pakan ternak yang semakin meningkat. Akan tetapi harga bahan produksi pakan yang melambung tinggi menjadi hambatan dalam proses produksi. Oleh karena itu, digunakan limbah roti untuk menjadi bahan substitusi pada proses produksi pakan ternak. Seiring dengan hal tersebut, telah dirancang dan dibuat mesin hammer mill untuk mencacah limbah roti sebagai bahan untuk pakan ternak, Putra A.N (2014).*

*Dalam Tugas Akhir ini, dirancang dan dihitung mekanisme sistem transmisi pada mesin hammer mill yang digunakan untuk mentransmisikan daya dari poros mesin penggerak menuju poros mesin hammer mill dengan menggunakan belt dan pulley, menentukan pasak yang sesuai dengan perancangan elemen mesin, serta melakukan analisa kekuatan rangka mesin hammer mill dengan menggunakan metode elemen hingga.*

*Hasil dari perhitungan sistem transmisi untuk mesin hammer mill digunakan daya mesin diesel 8 hp dipakai sistem transmisi belt dan pulley dengan putaran mesin 1200 rpm untuk menggerakkan pulley dengan putaran 300 rpm kemudian diperoleh tegangan maksimum pada rangka dengan menggunakan analisa numerik sebesar 21,836 Mpa sedangkan dengan menggunakan perhitungan teoritis sebesar 22,12 Mpa maka rangka mesin dinyatakan aman.*

**Kata Kunci:** transmisi; kekuatan rangka; hammer mill;

# CALCULATION OF TRANSMISSION AND ANALYSIS OF FRAME STRENGTH IN HAMMER MILL MACHINE

**Name of Student** : Kisah Erlangga Endika Arief  
**NRP** : 2111 030 060  
**Departement** : D3 Mechanical Eng. of FTI-ITS  
**Supervisor** : Dr. Ir. Bambang Sampurno, MT

## Abstract

*Developments in the field of breeding rapidly growth is directly proportional with the needed of cattle feed productions that are more increasing. But the price of materials feed production that inflated being an obstacles in the process of production itself. Therefore, it used waste bread as the material substitution in the animal feed production process. Along with that things, hammer mill machines already designed and manufactured for counting of the waste bread as material for feedproduction, Putra A. N (2014).*

*In this final Task, transmission system of hammer mill engine will be designed and calculated which will be used to transmits power from engine to the hammer mill driving engines using belt and pulley, determine the appropriate peg with the machine elements, as well as doing a strength analysis of the hammer mill frame machine using element methods.*

*The result of the calculation of the system transmission for hammer mill engine that used 8 hp power diesel engine with 1200 rpm engine rotation to drive pulley with 300 rpm rotation and the maximum voltage of the frame using numeric analysis is 21,836 Mpa. While using teoritis calculation the substantial is 22,12 Mpa, so the machine frame declared safe.*

**Keywords:** *transmission; frame strength; hammer mill;*

## KATA PENGANTAR

Assalamu'alaikum Wr.Wb.

Dengan mengucapkan puji syukur atas kehadiran Allah SWT, yang telah melimpahkan segala berkah dan rahmat-Nya sehingga penulis dapat menyelesaikan laporan Tugas Akhir ini.

Tugas Akhir ini merupakan salah satu persyaratan yang harus dipenuhi sebelum menyelesaikan pendidikan di Program Studi D3 Teknik Mesin FTI-ITS yang merupakan integrasi dari semua materi yang telah diberikan selama perkuliaan.

Adapun keberhasilan penulisan dalam penyusunan laporan ini tidak lepas berbagi pihak yang telah banyak memberikan bantuan, motivasi, dan dukungan. Untuk itu penulis ingin menyampaikan ucapan terima kasih yang sebesar-besarnya kepada :

1. Ibuku, terimakasih sudah memberikan apa yang tidak bisa diberikan orang lain. Terimakasih atas doa yang senantiasa terpanjat. Terimakasih atas semua dukungan dan motivasi yang telah diberikan. Maaf apabila selama ini sudah sering menyusahkan dan merepotkan. Terimakasih.
2. Ayah, terimakasih sudah selalu ada, senantiasa memberikan fasilitas, selalu menjadi ayah dan juga teman yang baik serta memberikan pengalaman-pengalaman berharga.
3. Bapak Dr. Ir. Bambang Sampurno, MT selaku Dosen Pembimbing Tugas Akhir, terimakasih sudah memberikan ilmu dan waktunya untuk senantiasa membimbing kami.
4. Bapak Ir. Suhariyanto, MSc selaku Kepala Program Studi D3 Teknik Mesin FTI-ITS.
5. Ibu Liza Rusdiyana, ST, MT selaku Koordinator Tugas Akhir Program Studi D3 Teknik Mesin FTI-ITS.
6. Bapak Ir. Arino Anzip, Meng.Sc selaku Dosen Wali yang sudah membimbing selama menjalani perkuliahan di kampus ini.
7. Bapak Iwan Vanany, ST, MT, Phd, Bapak Ir. Syamsul Hadi, MT, Pak Yudi, Pak Budi terimakasih dan semoga alat yang telah diselesaikan dapat bermanfaat dengan baik.

8. Buat Andri Nusantara Putra, the best partner ever dalam menyelesaikan tugas akhir ini, see you on the top bro.
9. Adekku Leni, dan juga Luthfi, Rijal terimakasih sudah memberikan motivasi dan menghibur ketika pulang dirumah.
10. Luky "Bejo", Mbak Ika, Tante Hermin, Om Tjitargo, Yangkung, terimakasih atas nasehat-nasehat yang senantiasa diberikan.
11. Terimakasih buat Punggawa Kontrakan MMT 47 Anang, Farich, Wahyu, Inug, Boss, Suro, Yosi, Simeon, Corong, dan para perampok lain yang sering bikin rusuh kontrakan, terimakasih sudah menjadi bagian dari keluarga sederhana di rumah biru, sukses buat kita semua.
12. Reddy, Nico, ayo semangat buat bisnisnya, kita bikin sesuatu yang berbeda dan bermanfaat dalam hidup kita, yakin sukses, pasti sukses!
13. Spesial maturnuwun buat Dili Kurniawan Putra "Putol" yang senantiasa membantu dan memberikan pencerahan didalam kebuntuan menyelesaikan tugas akhir dan juga Herviando Aryo partner kerja praktek yang selalu merepotkan (ayo ndang lulus bro).
14. Laboratorium mekatro beserta isinya, Aris, Adimas, Fahmi, Nurhadi, Ichross, Helmi, Candra, dll. maturnuwun sanget bantuannya di lab bro.
15. Terimakasih banyak untuk Kabinet Revolusi HMDM 2013/2014 semoga apa yang kita berikan untuk rumah ini bermanfaat, terimakasih buat Badan Koordinasi Pemandu FTI 2013/2014 atas kerja kerasnya dikepemanduan, untuk Pemandu AMPLAS perjuangan kita belum berakhir kawan, terimakasih juga untuk keluarga besar ITS EXPO 2013 dan 2014 sudah memberikan kemeriahan di kampus ini.
16. Terimakasih banyak untuk seluruh Warga D3 Teknik Mesin, maturnuwun sanget buat D3MITS 2k11 atas perjuangannya selama ini, terimakasih buat 2k12 semoga sukses buat kepengurusannya, juga untuk 2k13 terimakasih banyak.
17. Buat Kantin FTI yang senantiasa menyelamatkan hidup kita dan mengisi perut kita, khususnya buat Pak Nanang, Bu Nanang, Ebes Fadhil.

18. Terimakasih buat Pak Dirman Bengkel dan Pak Birin Gudang sudah memberikan fasilitas untuk melakukan pengujian alat.

19. Buat Zahra Karima, thanks bimbel TOEFL singkatnya, sangat membantu sekali rim.

20. Dan semuanya yang tidak bisa penulis sebutkan satu persatu.

Penulis menyadari sepenuhnya bahwa penyusunan laporan tugas akhir ini masih belum sempurna, untuk itu kritik dan saran yang membangun sangat penulis harapkan. Akhir kata penulis berdoa agar segala bantuan yang diberikan akan mendapat balasan dan rahmat dari Allah SWT. Dan semoga hasil dari laporan tugas akhir ini dapat bermanfaat sebagaimana yang diharapkan. Aamiin

Wassalamu'alaikum Wr.Wb.

Surabaya, 7 Juli 2014

Penulis

## DAFTAR ISI

<b>HALAMAN JUDUL</b> .....	<b>i</b>
<b>LEMBAR PENGESAHAN</b> .....	<b>iv</b>
<b>ABSTRAK</b> .....	<b>v</b>
<b>ABSTRACT</b> .....	<b>vi</b>
<b>KATA PENGANTAR</b> .....	<b>vii</b>
<b>DAFTAR ISI</b> .....	<b>x</b>
<b>DAFTAR GAMBAR</b> .....	<b>xiii</b>
<b>DAFTAR TABEL</b> .....	<b>xv</b>

### **BAB I PENDAHULUAN**

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

### **BAB II TINJAUAN PUSTAKA**

2.1 Teori Belt dan Pulley .....	5
2.1.1 Diameter Pulley yang Digerakkan .....	10
2.1.2 Dimensi Pulley .....	14
2.1.3 Daya dan Momen Perencanaan .....	15
2.1.4 Pemilihan Type Belt .....	17
2.1.5 Kecepatan Keliling Pulley .....	17
2.1.6 Gaya Keliling Belt .....	18
2.1.7 Tegangan Belt .....	18
2.1.8 Panjang Belt dan Jarak Sumbu Poros .....	19
2.1.9 Sudut Kontak pada Pulley .....	20
2.1.10 Gaya Efektif dan Tarik pada Belt .....	21
2.1.11 Gaya Pulley Terhadap Poros .....	23
2.1.12 Tegangan Maksimum pada Belt .....	24
2.1.13 Jumlah Putaran Belt .....	25
2.1.14 Umur Belt .....	25
2.2 Perencanaan Pasak .....	26

2.2.1 Tegangan Geser .....	29
2.2.2 Tegangan Kompresi .....	30
2.3 Analisa Kekuatan Rangka Mesin .....	30
2.3.1 Metode Elemen Hingga .....	31
2.3.2 Analisa Struktur Statis .....	32
2.3.3 Tegangan Bending .....	34
2.3.4 Tegangan Ijin dan Syarat Aman .....	34
<b>BAB III METODOLOGI</b>	
3.1 Metodologi Pengerjaan Tugas Akhir .....	37
3.2 Diagram Alir Pengerjaan Tugas Akhir .....	39
3.3 Diagram Alir Analisa Kekuatan Rangka .....	40
3.4 Cara Kerja Mesin Hammer Mill .....	43
<b>BAB IV PERHITUNGAN DAN PEMBAHASAN</b>	
4.1 Belt dan Pulley .....	45
4.1.1 Diameter Pulley yang Digerakkan .....	45
4.1.2 Dimensi Pulley .....	46
4.1.3 Daya dan Momen Perencanaan .....	48
4.1.4 Pemilihan Type Belt .....	49
4.1.5 Kecepatan Keliling Pulley .....	49
4.1.6 Gaya Keliling Belt .....	50
4.1.7 Tegangan Belt .....	51
4.1.8 Panjang Belt dan Jarak Antar Sumbu .....	51
4.1.9 Sudut Kontak Pulley .....	52
4.1.10 Gaya Efektif dan Tarik pada Belt .....	53
4.1.11 Gaya Pulley Terhadap Poros .....	55
4.1.12 Tegangan Maksimal pada Belt .....	55
4.1.13 Jumlah Putaran Belt per Detik .....	56
4.1.14 Umur Belt .....	56
4.2 Perencanaan Pasak .....	57
4.2.1 Ditinjau dari Tegangan Geser .....	58
4.2.2 Ditinjau dari Tegangan Kompresi .....	58
4.3 Analisa Kekuatan Rangka .....	59
4.3.1 Hasil Analisa Numerik .....	59
4.3.2 Perhitungan Teoritis .....	63
4.3.3 Tegangan Ijin dan Syarat Aman .....	67

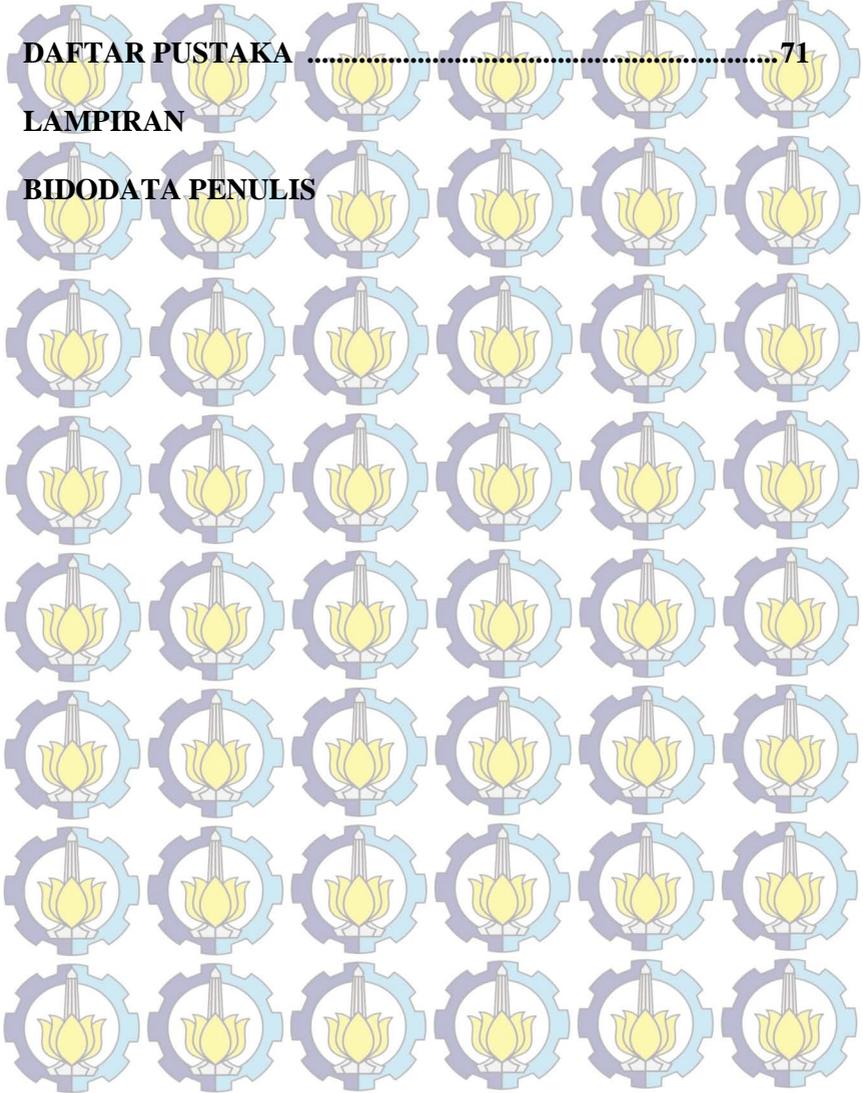
**BAB V KESIMPULAN DAN SARAN**

5.1 Kesimpulan ..... 69  
5.2 Saran ..... 69

**DAFTAR PUSTAKA ..... 71**

**LAMPIRAN**

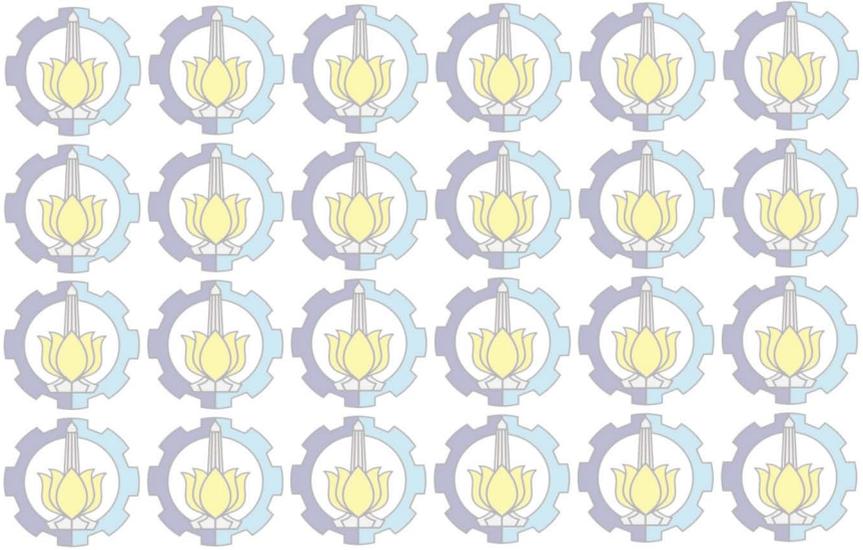
**BIDODATA PENULIS**



## DAFTAR GAMBAR

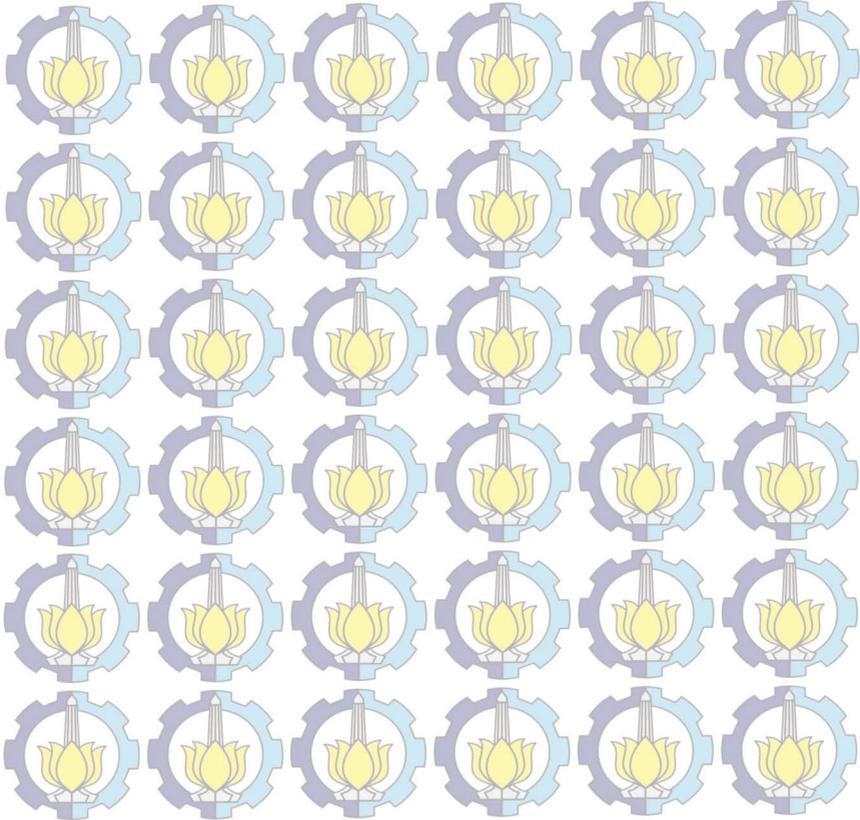
Gambar 1.1 Mesin Hammer Mill .....	1
Gambar 2.1 Belt dan Pulley .....	5
Gambar 2.2 Konstruksi V-belt .....	6
Gambar 2.3 Ukuran penampang V-belt .....	6
Gambar 2.4 V-belt .....	7
Gambar 2.5 Hexagonal Belt .....	8
Gambar 2.6 Timing Belt .....	8
Gambar 2.7 Belt berusuk banyak .....	9
Gambar 2.8 Flat-Belt .....	9
Gambar 2.9 Transmisi Belt dan Pulley .....	10
Gambar 2.10 Dimensi beberapa tipe dari V-belt .....	13
Gambar 2.11 Bentuk pulley untuk V-belt (sudut Groove $\phi$ atau $\beta$ ) .....	13
Gambar 2.12 Dimensi pulley .....	14
Gambar 2.13 Gambar Diagram Pemilihan V-Belt .....	17
Gambar 2.14 Gaya Tarik pada Belt .....	18
Gambar 2.15 Panjang Belt, jarak antar sumbu dan sudut kontak .....	19
Gambar 2.16 Sudut kontak .....	21
Gambar 2.17 Distribusi beban pada belt .....	22
Gambar 2.18 Diagram uraian gaya pada poros pulley .....	23
Gambar 2.19 Diagram tegangan pada belt .....	25
Gambar 2.20 Poros, Pasak, dan Hub .....	27
Gambar 2.21 Pasak Datar Segi Empat .....	27
Gambar 2.22 Pasak Bintang Lurus .....	28
Gambar 2.23 Pasak Berkepala .....	28
Gambar 2.24 Pasak yang mendapat Tegangan Geser dan Kompresi .....	29
Gambar 2.25 Analisis Tegangan Batang Tak Bermassa .....	33
Gambar 3.1 Diagram Alir Perhitungan Transmisi .....	39
Gambar 3.2 Diagram Alir Analisa Kekuatan Rangka .....	41
Gambar 3.3 Rancang Bangun Mesin Hammer Mill .....	43
Gambar 4.1 Bentuk penampang dan sudut grove dari pulley .....	46

Gambar 4.2 Bentuk dan dimensi pulley .....	47
Gambar 4.3 Dimensi Belt .....	49
Gambar 4.4 Gaya-gaya yang terjadi pada belt .....	49
Gambar 4.5 Sudut Kontak .....	52
Gambar 4.6 Gaya Tarik Belt .....	53
Gambar 4.7 Diagram uraian gaya pada poros pulley .....	55
Gambar 4.8 Poros Utama .....	57
Gambar 4.9 Rangka Mesin Hammer Mill .....	59
Gambar 4.10 Desain Rangka Mesin Hammer Mill .....	60
Gambar 4.11 Hasil Meshing .....	60
Gambar 4.12 Fix Support pada Support Rangka Mesin Hammer Mill .....	61
Gambar 4.13 Gaya yang diberikan .....	61
Gambar 4.14 Equivalent (von-Mises) Stress .....	62
Gambar 4.15 Diagram Benda Bebas Peyangga 2 .....	63
Gambar 4.16 Potongan Diagram Benda Bebas .....	63
Gambar 4.17 Plat U .....	64



## DAFTAR TABEL

Tabel 2.1 Diameter minimum pulley yang diizinkan dan dianjurkan (mm) .....	11
Tabel 2.2 Tipe dan dimensi dari V-belt .....	12
Tabel 2.3 Sudut Kontak dan Panjang Belt .....	20
Tabel 2.4 Koefisien gesek antara belt dan pulley .....	23
Tabel 2.5 Tabel Properties Gray Cast Iron .....	31
Tabel 4.1 Tabel Properties .....	67
Tabel 4.2 Hasil Perhitungan .....	67



# BAB I PENDAHULUAN

## 1.1 Latar Belakang

Seiring dengan adanya perkembangan dalam bidang peternakan yang begitu signifikan, hal ini berbanding lurus dengan kebutuhan akan pakan ternak yang juga semakin meningkat. Mengingat harga pakan ternak yang juga semakin melambung tanpa adanya subsidi dari pemerintah, para peternak mulai menyiasatinya dengan memanfaatkan “Limbah Roti” sebagai bahan campuran untuk membuat pakan ternak. Se jauh ini limbah roti yang ada berupa gumpalan-gumpalan dengan tingkat kekerasan yang cukup tinggi dan telah melalui proses pengeringan. Untuk menunjang proses produksi pakan ternak dengan campuran limbah roti, maka dibuat rancang bangun mesin “*Hammer Mill*” yang digunakan untuk mencacah limbah roti sebagai bahan campuran untuk membuat pakan Putra A.N, (2014). Hammer Mill merupakan mesin aplikasi dari gaya pukul (*impact force*).



**Gambar 1.1** Mesin *Hammer Mill*

Prinsip kerja dari mesin Hammer Mill adalah poros dengan kecepatan tinggi yang akan memutar palu-palu pemukul disepanjang lintasannya. Bahan yang masuk akan terpukul oleh palu yang berputar dan bertumbukan dengan dinding palu ataupun dengan sesama bahan. Akibatnya akan terjadi pemecahan bahan. Proses ini akan berlangsung terus hingga didapatkan bahan yang dapat lolos dari saringan dibagian bawah alat.

Tugas akhir ini membahas perhitungan transmisi dan analisa kekuatan rangka pada mesin hammer mill dengan menggunakan metode elemen hingga. Untuk transmisi digunakan belt dan pulley karena mempunyai kelebihan yaitu mudah penanganan dan penggunaannya serta harganya yang relatif jauh lebih murah dibanding sistem transmisi yang lain.

## 1.2 Perumusan Masalah

Dalam *Perhitungan Transmisi dan Analisa Kekuatan Rangka pada Mesin Hammer Mill untuk mencacah limbah roti* maka dirumuskan permasalahan antara lain:

1. Bagaimana merancang sistem transmisi belt dan pulley pada mesin hammer mill
2. Bagaimana melakukan analisa kekuatan rangka pada mesin hammer mill dengan menggunakan metode elemen hingga

## 1.3 Batasan Masalah

Dalam penulisan Tugas Akhir ini dilakukan pembatasan masalah sebagai berikut:

- a. Pembahasan ada pada mekanisme sistem transmisi pada proses produksi dimana hasil benda kerja (limbah roti) tidak dibahas atau dijelaskan.
- b. Kerugian-kerugian akibat gesekan, elektrik dan panas diabaikan.
- c. Perhitungan terhadap getaran dan gaya selama mesin bekerja diabaikan.
- d. Tidak memperhitungkan kekuatan sambungan (kekuatan las).

- e. Faktor waktu pada saat operasi, seperti memasukkan bahan saat mesin dioperasikan tidak diperhitungkan
- f. Analisa kekuatan rangka dilakukan pada kondisi statis
- g. Analisa dilakukan pada bagian rangka yang paling kritis terkena gaya maksimum

#### **1.4 Tujuan**

Tujuan dari perencanaan dan perhitungan sistem transmisi pada alat ini adalah :

- a. Mampu merancang sistem transmisi dengan menggunakan belt dan pulley pada mesin hammer mill
- b. Mampu melakukan analisa kekuatan rangka pada mesin hammer mill dengan menggunakan metode elemen hingga

#### **1.5 Manfaat**

Manfaat dari Tugas Akhir ini adalah:

- a. Memperoleh perhitungan dan perencanaan sistem transmisi yang dapat menunjang optimalisasi kinerja mesin hammer mill.
- b. Memperoleh kekuatan rangka mesin hammer mill pada pembebanan statis.
- c. Dapat memberikan sumbangsih nyata bagi industri di bidang produksi pakan ternak sehingga dapat mendongkrak nilai produksi.

#### **1.6 Sistematika Penulisan**

Sistematika penulisan Tugas Akhir ini adalah sebagai berikut:

### **BAB I PENDAHULUAN**

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

### **BAB II TINJAUAN PUSTAKA**

Membahas tentang dasar-dasar teori yang digunakan sebagai dasar perhitungan dan pemikiran.

### **BAB III METODOLOGI**

Pada bab ini membahas tentang diagram alir, pengumpulan data serta tahap-tahapan proses pembuatan mesin, serta mekanisme kerja mesin hammer mill.

### **BAB IV PERHITUNGAN DAN PEMBAHASAN**

Dalam bab ini membahas tentang perencanaan dan perhitungan elemen mesin, beserta pengujian alat

### **BAB V KESIMPULAN DAN SARAN**

Membahas tentang kesimpulan dari hasil analisis dan saran-saran penulis dalam penyusunan Tugas Akhir ini.

### **DAFTAR PUSTAKA**

### **LAMPIRAN**

## BAB II TINJAUAN PUSTAKA

Pada bab ini akan dibahas tentang penggunaan sistem transmisi, pasak, dan analisa kekuatan rangka pada mesin hammer mill dengan menggunakan metode elemen hingga. Rumusan dan konsep yang melatar belakangi perencanaan ini didapatkan dari berbagai referensi dan tinjauan pustaka agar didapatkan hasil perencanaan serta perhitungan yang maksimal.

### 2.1 Teori Belt dan Pulley

Dengan adanya jarak yang cukup jauh antara poros penggerak dan poros yang digerakkan maka tidak memungkinkan jika menggunakan transmisi langsung dengan menggunakan roda gigi (gear box). Oleh karena itu, sistem transmisi yang dapat diterapkan salah satunya adalah dengan menggunakan belt. Belt dipasang pada pulley dimana pulley tersebut telah terpasang pada poros penggerak dan poros yang digerakkan.



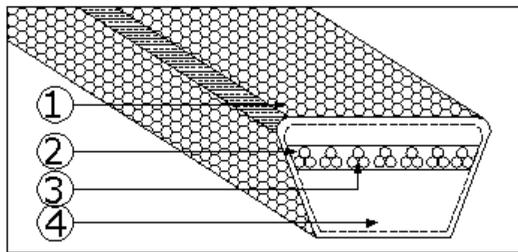
**Gambar 2.1 Belt dan Pulley**

Sifat belt yang fleksibel memungkinkan poros pulley penggerak dan poros pulley yang digerakkan mampu ditempatkan dalam beberapa posisi, seperti : *Open-belt drive*, *Twist-belt drive*, *Quarter-twist belt drive*, *Belt drive with an idler pulley* dan juga memungkinkan sekaligus memutar beberapa pulley dengan hanya

menggunakan satu pulley penggerak belt (*belt drive with many pulleys*).

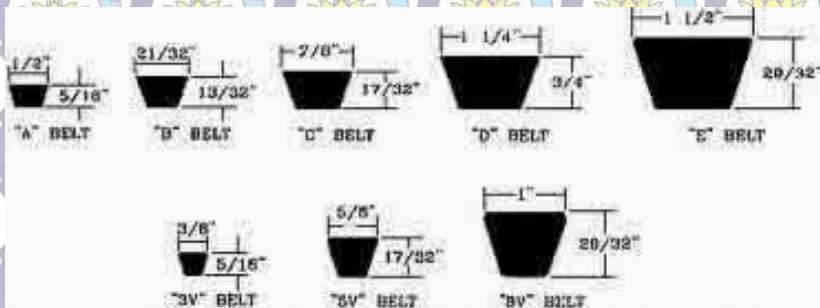
Berdasarkan dari bentuk penampangnya, secara umum belt dapat dibagi menjadi beberapa macam, yaitu : V-Belt, Belt berpenampang datar atau *Flat Belt*, belt berpenampang lingkaran seperti *starrope* dan *superstarrope*, belt dengan permukaan bergerigi yaitu *timing belt*.

Sebagian besar transmisi belt menggunakan V-Belt karena lebih mudah penanganannya dengan harga yang relatif lebih murah. Kecepatan belt dapat direncanakan untuk 10 s/d 20 m/s pada umumnya, dan maksimum sampai 25 m/s. daya maksimum yang dapat ditransmisikan maksimum sampai dengan 500 kW atau sebanding dengan 670 HP.



1. Terpal
2. Bagian penarik
3. Karet pembungkus
4. Bantal karet

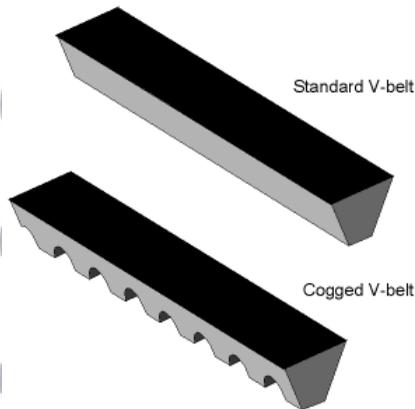
**Gambar 2.2** Konstruksi V-belt



**Gambar 2.3** Ukuran penampang V-belt

Belt mempunyai berbagai macam jenis dan tipe, dimana untuk pemilihannya tergantung pada tingkat kebutuhan masing-masing alat atau mesin, berikut ini merupakan jenis-jenis dan tipe dari belt:

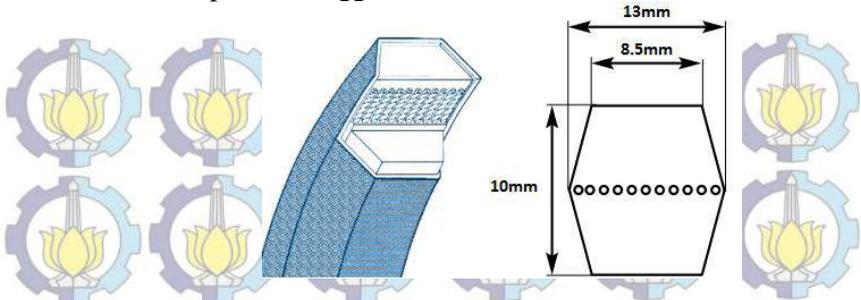
1. Belt tipe V standar, harganya murah dan mudah sekali didapatkan dipasaran. Biasanya digunakan untuk mesin-mesin industri umum. Batas penggunaan sampai  $60^{\circ}\text{C}$
2. V-belt berpenampang pendek, tahan lenturan pada kecepatan tinggi. Seringkali digunakan untuk kebutuhan otomotif dan pulley yang berukuran kecil. Tahan hingga temperatur  $90^{\circ}\text{C}$
3. V-belt sudut sempit, mampu mentransmisikan daya yang besar untuk mesin-mesin industri dengan ketahanan temperatur hingga  $90^{\circ}\text{C}$
4. V-belt sudut lebar, untuk transmisi kecepatan tinggi dan daya yang besar dengan pulley kecil dan sempit. Biasanya digunakan untuk kebutuhan otomotif, tahan hingga  $80^{\circ}\text{C}$



**Gambar 2.4 V-Belt**  
([www.ebmmill.com](http://www.ebmmill.com))

5. Hexagonal belt, pada umumnya digunakan untuk menggerakkan mesin berporos banyak dimana pososo

pulley bisa dienam sudut dari sabuk. Dengan batas temperatur hingga 60°C



**Gambar 2.5 Hexagonal Belt**

([www.ebmmill.com](http://www.ebmmill.com))

6. Timing belt, sabuk jenis ini hanya digunakan untuk pulley bergerigi. Tidak bisa selip. Biasanya digunakan untuk printer, otomotif, dan mesin presisi lainnya dengan batas temperatur 80°C



**Gambar 2.6 Timing Belt**

([www.ebmmill.com](http://www.ebmmill.com))

7. Sabuk berusuk banyak, memiliki banyak rusuk pada bagian sudut kecilnya sehingga memperluas permukaan kontak. Selip relatif lebih rendah jika dibandingkan dengan V-belt biasa, namun masih lebih tinggi dibandingkan timing belt. Sabuk jenis ini bisa dipakai pada pulley biasa dan tahan hingga 80°C



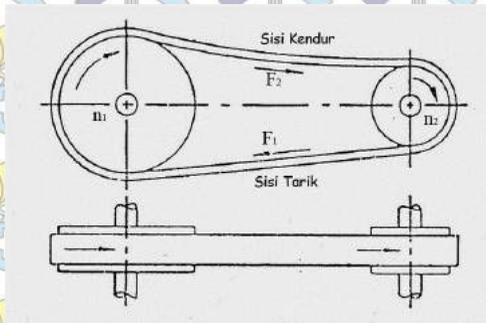
**Gambar 2.7 Belt berusuk banyak**  
([www.ebmmill.com](http://www.ebmmill.com))

8. Flat belt, seringkali digunakan untuk transmisi dengan putaran tinggi. Biasanya untuk mesin pada industri kertas, percetakan, tekstil, dan sebagainya. Tahan hingga 80°C



**Gambar 2.8 Flat-Belt**  
([www.ebmmill.com](http://www.ebmmill.com))

Pada mesin hammer mill sistem transmisi daya dengan dua buah belt yang terpasang pada dua buah pulley, yaitu pulley penggerak dan pulley yang digerakkan. Belt yang digunakan pada sistem transmisi kali ini adalah jenis V-Belt dengan penampang melintang bentuk trapesium karena transmisi ini relatif lebih sederhana, efektif dan jauh lebih murah dibandingkan dengan transmisi yang lain.



**Gambar 2.9 Transmisi Belt dan Pulley**

(Sularso dan Kiyokatsu Suga, *Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin*, 2004)

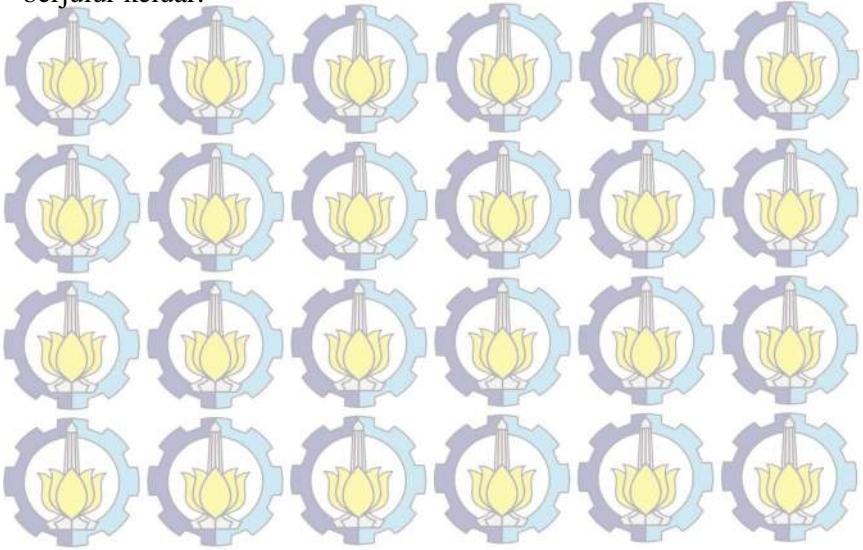
### 2.1.1 Diameter Pulley yang Digerakkan

Pulley merupakan bagian yang sangat penting dalam sistem transmisi, terutama dalam menentukan kecepatan dengan menentukan perbandingan antara pulley penggerak dan pulley yang digerakkan. Pulley mempunyai beberapa bagian yaitu “rim” tempat belt dipasang, “spokes” bentuk lempengan pada pulley, “hub” atau naaf. Pada bentuk rim, harus disesuaikan dengan belt yang akan digunakan dan kondisi operasinya. Pemilihan diameter pulley dapat disesuaikan dengan kebutuhan, namun meskipun begitu penggunaan diameter pulley yang kecil akan memperpendek umur sabuk. Pada *tabel 2.1* telah diberikan diameter pulley minimum yang diizinkan dan dianjurkan.

**Tabel 2.1 Diameter minimum pulley yang diizinkan dan dianjurkan (mm)**

Penampang	A	B	C	D	E
Diameter min. yang diizinkan	65	115	175	300	450
Diameter min. yang dianjurkan	95	145	225	350	550

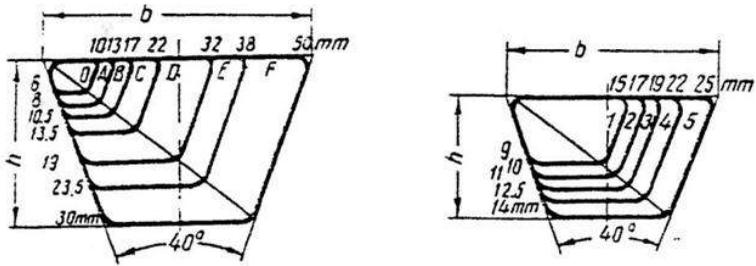
Salah satu contoh bentuk pulley untuk V-belt dapat dilihat pada tabel di bawah ini, ukuran-ukuran seperti :  $e$ ,  $c$ ,  $s$ ,  $\beta$  dan  $b$  dapat dilihat pada Table 2-2. Bagian-bagian yang bersentuhan antara belt dan pule adalah bagian sisi belt. Bentuk dan jumlah alur berdasarkan ukuran dan jumlah belt. Ukuran "groove"-nya diharapkan menjaga agar belt pada bagian bawahnya tidak saling bersentuhan atau terlalu berjulur keluar.



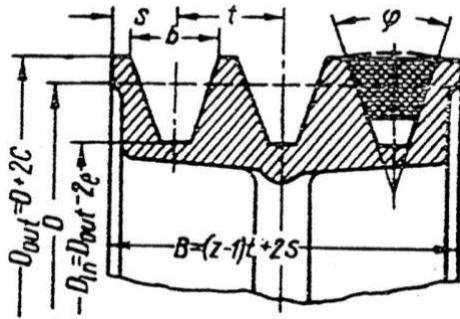
**Tabel 2.2 Tipe dan dimensi dari V-belt**

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

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



**Gambar 2.10 Dimensi beberapa tipe dari V-belt (a) Jenis Belt : O,A,B,C,D,E dan F (b) Jenis Belt : 1,2,3,4, dan 5**  
 (Sumber : Dobrovolsky, 1985:217)



**Gambar 2.11 Bentuk pulley untuk V-belt (sudut Groove  $\phi$  atau  $\beta$ )**

Dengan mengetahui putaran pada motor penggerak, putaran pada poros, dan perencanaan diameter pulley penggerak maka dapat ditentukan diameter pulley yang digerakkan dengan menggunakan persamaan yang pada dasarnya seringkali V-Belt digunakan untuk menurunkan putaran, maka perbandingan yang umum dipakai adalah perbandingan reduksi  $i$  ( $i > 1$ ), dimana :

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

Maka dapat dihitung diameter pulley yang digerakkan :

$$d_2 = i \cdot d_1 \quad (2.1)$$

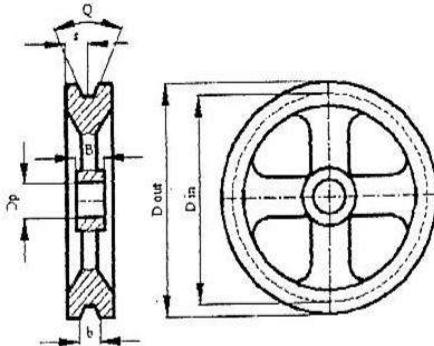
Keterangan :

- $i$  = Perbandingan reduksi
- $n_1$  = Putaran pulley penggerak (*rpm*)
- $n_2$  = Putaran pulley yang digerakkan (*rpm*)
- $d_1$  = Diameter pulley penggerak (*mm*)
- $d_2$  = Diameter pulley yang digerakkan (*mm*)

(Sularso, Kiyokatsu, 1991: *Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin*, Hal 169)

### 2.1.2 Dimensi Pulley

Untuk Menghitung dimensi pulley perlu diketahui gambar dan keterangan pulley sebagai berikut:



Gambar 2.12 Dimensi pulley

Keterangan :

- $S$  = Jarak antara tepi dan tengah alur pulley (*mm*)
- $b$  = Lebar alur pulley (*mm*)
- $Q$  = Sudut alur pulley ( $^{\circ}$ )
- $B$  = Lebar pulley (*mm*)
- $D_{in}$  = Diameter dalam pulley (*mm*)

$D_{out}$  = Diameter luar pulley (mm)

Data-data untuk mencari diameter luar dan dalam pulley poros motor dan pulley poros yang digerakkan, didapat dari (*lampiran*) tentang spesifikasi V-Belt Type B.

Diameter luar pulley

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

Diameter dalam pulley

$$D_{in} = D_m - 2.e \quad \dots\dots\dots (2.22)$$

Lebar pulley

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

Keterangan :

$D_{out}$  = Diameter luar pulley (mm)

$D_{in}$  = Diameter dalam pulley (mm)

$B$  = Lebar pulley (mm)

$z$  = Jumlah belt

$D$  = Diameter Penggerak

$c$  = Lihat tabel V-belt tipe B

$e$  = Lihat tabel V-belt tipe B

$s$  = Lihat tabel V-belt tipe B

$t$  = Lihat tabel V-belt tipe B

(*Dobrovolsky, 1978: Machine Element, hal.221*)

### 2.1.3 Daya dan Momen Perencanaan

Daya rencana dihitung dengan mengalikan daya yang akan diteruskan dengan faktor koreksi (*lampiran*).

$$P_d = P . f_c \quad \dots\dots\dots (2.2)$$

Keterangan :

$P_d$  = Daya rencana (kW)

$P$  = Daya (kW)

$f_c$  = faktor koreksi

(*Sularso, Kiyokatsu, 1991: Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, Hal 169*)

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

- a) Torsi mempunyai satuan lbf.in dan daya satuannya HP  
(*Collins Jack A, 2003 : 180*)

$$T = 63.025 \frac{P}{n} \dots\dots\dots (2.3)$$

Keterangan:

T = Torsi (lbf.in)

P = daya (HP)

n = putaran poros (rpm)

- b) Torsi satuannya kg.cm dan Daya satuannya HP  
(*dobrovolsky, 1985 : 401*)

$$T = 71.620 \frac{P}{n} \dots\dots\dots (2.4)$$

Keterangan:

T = Torsi (kg.cm)

P = daya (HP)

n = putaran poros (rpm)

- c) Torsi satuannya kg.mm dan Daya satuannya kW  
(*Sularso, 2000 : 7*)

$$T = 9,74.10^5 \frac{P}{n} \dots\dots\dots (2.5)$$

Keterangan:

T = Torsi (kg.mm)

P = daya (kW)

n = putaran poros (rpm)

- d) Torsi satuannya N.m dan Daya satuannya HP (*deutschman, 1983:334*)

$$T = 9549 \frac{P}{n} \dots\dots\dots (2.6)$$

Keterangan:

T = Torsi (N.m)

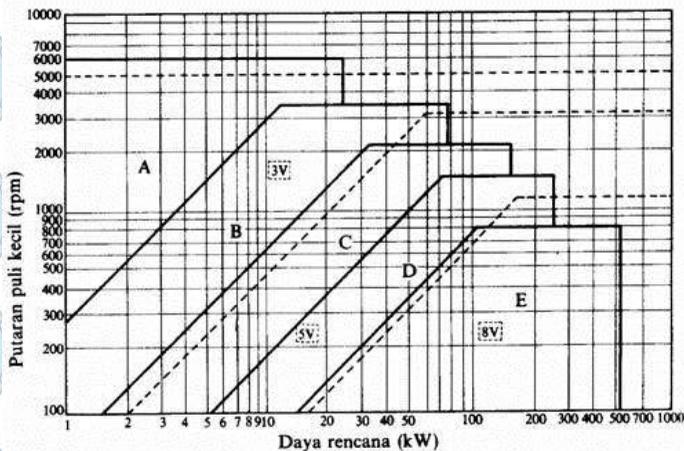
P = daya (HP)

n = putaran poros (rpm)

Persamaan diatas menyatakan hubungan antara torsi dan daya dengan berbagai macam satuan, bila yang diinginkan torsi perencanaan  $T_d$ , maka daya yang di pakai adalah daya perencanaan ( $P_d$ ).

### 2.1.4 Pemilihan Type Belt

Setelah diperoleh daya design  $P_d$  dan putaran pulley yang kecil ( $n$ ), serta jumlah belt yang digunakan adalah 2 belt maka jenis belt yang sesuai untuk rancangan mesin yang akan dibuat dapat dicari dengan menggunakan diagram pemilihan sabuk V berikut ini.



Gambar 2.13 Gambar Diagram Pemilihan V-Belt

### 2.1.5 Kecepatan Keliling Pulley

Dalam hal ini kecepatan keliling ( $v$ ) juga dapat dihitung menggunakan diameter maupun radius keliling belt, dengan putaran belt (dalam rpm), secara matematis sebagai berikut:

$$v = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60 \cdot 1000} \quad (2.7)$$

Keterangan :

$v$  = Kecepatan (m/s)

$d_1$  = Diameter pulley penggerak (mm)

$n_1$  = Putaran per menit (rpm)

(Sularso, Kiyokatsu, 1978: Dasar Pemilihan dan Penelitian Elemen Mesin, Hal 166)

### 2.1.6 Gaya Keliling Belt

Gaya keliling dapat diketahui dengan menggunakan rumus sebagai berikut:

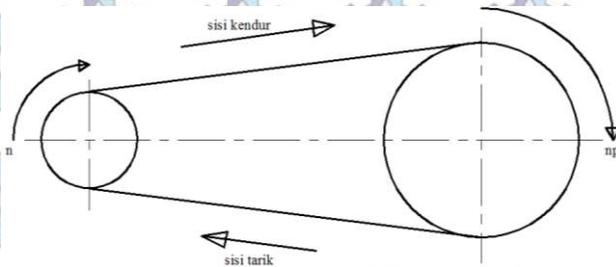
$$F_{raterd} = \frac{102 \cdot Pd}{v} \text{ (kgf)} \dots \dots \dots (2.8)$$

(sularso, 1997 hal:198)

Keterangan:

$Pd$  = Daya Perencanaan (kW)

$V$  = Kecepatan keliling (m/s)



Gambar 2.14 Gaya Tarik pada Belt

### 2.1.7 Tegangan Belt

Penampang belt dapat dipilih dengan dasar tegangan yang diambil dan tegangan bending yang bekerja pada belt persatuan luas serta faktor kecepatan dan sudut kontak. Apabila seluruh beban bekerja pada belt maka tegangan yang timbul akibat beban dapat ditentukan dengan persamaan:

$$\sigma_d = 2 \cdot \varphi_0 \cdot \sigma_0 \dots \dots \dots (2.9)$$

(v. Dobrovolsky, 1970 hal : 245)

Dimana:

$\varphi_0$  = Faktor tarikan

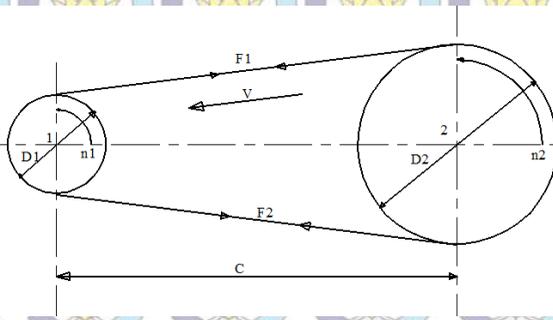
- Untuk belt datar : 0,5 – 0,6
- Untuk V-belt : 0,7 – 0,9

$\sigma_0$  = Tegangan awal

- Untuk belt datar : 18 kg/cm<sup>2</sup>
- Untuk V belt 12 kg/cm<sup>2</sup>

### 2.1.8 Panjang Belt dan Jarak Sumbu Poros

Bila diameter pulley  $d_1$  dan  $d_2$ , sedangkan jarak antar poros pulley adalah  $C$ , seperti ditunjukkan oleh gambar dibawah ini, maka secara matematis panjangnya belt dapat dinyatakan dengan persamaan:



**Gambar 2.15 Panjang Belt, jarak antar sumbu dan sudut kontak**

$$L = 2 \cdot c + \frac{\pi}{2} (d_2 + d_1) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4 \cdot c} \dots \dots \dots (2.10)$$

Keterangan :

- $L$  = Panjang belt (mm)
- $c$  = Jarak antar poros (mm)
- $d_2$  = Diameter pulley yang digerakan (mm)
- $d_1$  = Diameter pulley penggerak (mm)

(Machine Design Databook.pdf, Chapter 21.34)

$c = 1,5$  sampai 2 kali pulley besar

Untuk menghitung panjang perencanaan belt yang akan dipakai digunakan rumus:

$$B = 2L - \pi(d_2 - d_1) \dots \dots \dots (2.11)$$

$$C = \frac{B + \sqrt{B^2 - 8(d_2 - d_1)^2}}{8} \dots \dots \dots (2.12)$$

(Sularso, Kiyokatsu, 1991: Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, Hal 169)

**Tabel 2.3 Sudut Kontak dan Panjang Belt**

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

(Sumber : Dobrovolsky, 1985: 232-233)

**2.1.9 Sudut Kontak pada Pulley**

Untuk mengetahui jumlah berapa derajat sudut kontak, dapat dihitung dengan menggunakan rumus sebagai berikut :

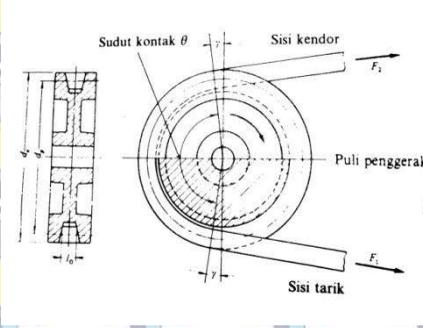
$$\alpha = 180^\circ - \frac{d_2 - d_1}{a} \times 60^\circ \dots \dots \dots (2.13)$$

Keterangan :

$\alpha =$  Sudut kontak (  $^\circ$  )

- $d_2$  = Diameter pulley yang digerakan (mm)
- $d_1$  = Diameter pulley penggerak (mm)
- $a$  = Jarak antar poros (mm)

(Machine Design Databook.pdf, Chapter 21.35)



**Gambar 2.16 Sudut kontak**  
 (Sularso, Kiyokatsu Suga; 1997.Hal 170)

### 2.1.10 Gaya Efektif dan Tarik pada Belt

Gaya efektif adalah gaya yang bervariasi dan akan mencapai titik maksimum maka diperlukan suatu koreksi atas gaya keliling yang akan menjadi:

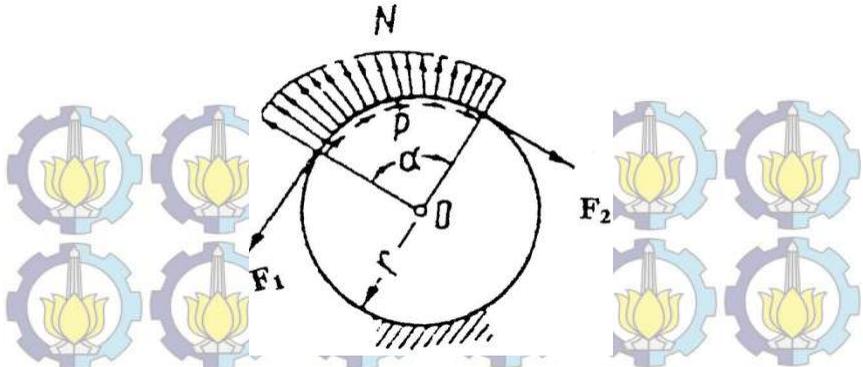
$$F_e = \beta \cdot Frated \dots \dots \dots (2.14)$$

(v. Dobrovolsky, 1970)

Keterangan:

- $Frated$  = Gaya keliling yang timbul
- $\beta$  = Overload Faktor (1,2 – 1,5)

Perencanaan belt didasarkan atas hubungan secara analitis antara fleksibilitas belt terhadap tarikan pada belt yang melingkar pada pully, yang dinyatakan dengan persamaan:



**Gambar 2.17 Distribusi beban pada belt**

Keterangan Gambar:

- $\alpha$  = sudut kontak antara belt dengan pule
- $F_1$  = gaya tarik pada bagian yang kencang
- $F_2$  = gaya tarik pada bagian yang kendur
- $P$  = distribusi tarikan / gaya
- $N$  = gaya normal
- $r$  = jari-jari pule

Hubungan antara  $F_1$ ,  $F_2$ , koefisien gesek ( $f$ ) dan sudut-kontak ( $\alpha$ ) secara analitis fleksibilitas belt yang melingkar pada pule, dapat dinyatakan dengan persamaan di bawah ini (*Dobrovolsky, 1985 :204*)

$$\frac{F_1}{F_2} = e^{f \cdot \alpha} = m \dots \dots \dots (2.15)$$

$$F_e = F_1 - F_2 \dots \dots \dots (2.16)$$

(*Suhariyanto, Hadi, Syamsul, 2002. Elemen Mesin II. Hal:46*)

Keterangan :

- $F_e$  = Gaya efektif, selisih antara  $F_1$  dan  $F_2$
- $f$  = koefisien gesek, nilainya dipengaruhi oleh temperatur kerja dan creep, diasumsikan konstan, secara eksperimen dapat dilihat pada Table 2-5.

- m = hanya sebagai lambang saja untuk menyingkat.
- $F_1$  = gaya tarik belt pada bagian yang kencang (kgf)
- $F_2$  = gaya tarik belt pada bagian yang kendur (kgf)

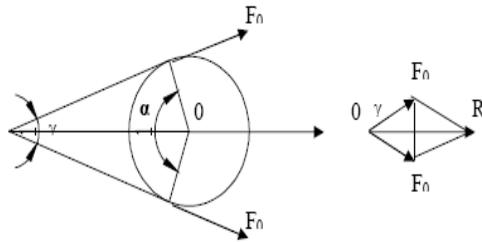
**Tabel 2.4 Koefisien gesek antara belt dan pulley**

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

Sumber : (Dobrovolsky, 1985: 206)

### 2.2.11 Gaya Pulley Terhadap Poros

Gaya pulley terhadap poros merupakan gaya resultan dari  $F_1$  dan  $F_2$ . Besarnya gaya pulley yang terjadi pada poros dapat dihitung dengan menggunakan rumus sebagai berikut:



**Gambar 2.18 Diagram uraian gaya pada poros pulley**

$$F_R = 1,5 \cdot F_e \cdot \sin \frac{\alpha}{2} \quad (2.17)$$

Keterangan:

$F_R$  = gaya resultan (kg)

### 2.2.12 Tegangan Maksimum pada Belt

Tegangan maksimum yang terjadi ketika belt bekerja terdiri dari tegangan awal, tegangan untuk mentransmisikan daya tegangan bending dan tegangan karena gaya sentrifugal. Maka tegangan maksimum dapat dirumuskan sebagai berikut:

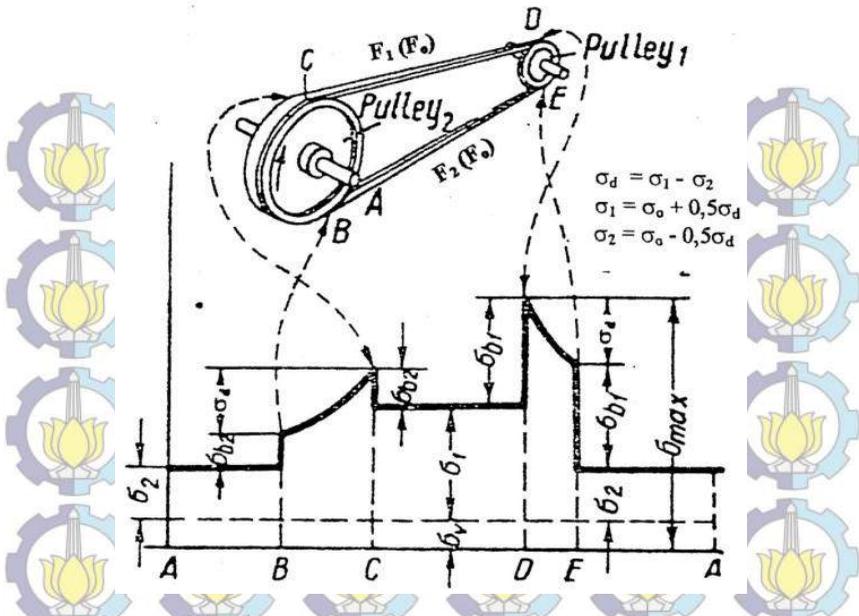
$$\sigma_{max} = \sigma_0 + \frac{F_e}{z.z.A} + \frac{\gamma.v^2}{10.g} + E_b \frac{h}{D_{min}} \dots\dots\dots(2.18)$$

(v.Dobrovolsky,1970 hal : 253)

Keterangan :

- $\sigma_0$  = Gaya awal, besarnya  $\leq 12$  (kg/cm<sup>2</sup>)
- $F_e$  = Gaya keliling (kg)
- $z$  = Jumlah belt
- $A$  = Luas penampang belt (cm<sup>2</sup>)
- $E_b$  = Modulus Elastisitas belt (kg/cm<sup>2</sup>)
- $D_{min}$  = Diameter minimum pulley (mm)
- $\gamma$  = Berat jenis belt (kg/dm<sup>3</sup>)
- $g$  = percepatan gravitasi (m/s<sup>2</sup>)

Tegangan maksimum terjadi pada bagian yang tegang yaitu pada titik D, yaitu titik awal belt memasuki pulley penggerak. Besarnya tegangan maksimum yang terjadi adalah:



**Gambar 2.19 Diagram tegangan pada belt**

### 2.2.13 Jumlah Putaran Belt

Untuk mengetahui jumlah putaran belt per detik digunakan rumus sebagai berikut:

$$U = \frac{v}{L} \quad (2.19)$$

Dimana:

- U = jumlah putaran belt per second ( $s^{-1}$ )
- v = kecepatan keliling pulley (m/s)
- L = panjang belt (m)

### 2.2.14 Umur Belt

Ada banyak faktor yang dapat mempengaruhi umur belt, tetapi yang terpenting adalah tegangan yang berulang (cycles

stress). Perubahan tegangan yang paling besar terjadi pada saat belt mulai memasuki pulley penggerak.

Untuk mencari umur belt dapat menggunakan rumus:

$$H = \frac{N_{base}}{3600 \cdot u \cdot X} \left[ \frac{\sigma_{fat}}{\sigma_{max}} \right]^m \quad (2.20)$$

(v. Dobrovolsky, 1970 hal:248)

Keterangan :

H = umur belt (jam)

$N_{base}$  = basis dari fatigue test, yaitu  $10^7$  cycle

$\sigma_{fat}$  = fatigue limit atau endurance limit yang berhubungan dengan  $N_{base}$  dapat dicari dari "fatigue curve" (untuk v-belt =  $90 \text{ kg/cm}^2$ )

$\sigma_{max}$  = tegangan maksimum yang timbul, lihat persamaan (3-8).

u = jumlah putaran per detik, atau sama dengan  $v/L$   
(v = kecepatan, m/s dan L = panjang belt, m)

X = jumlah pulley yang berputar

Nilai  $\sigma_{fat}$  dan m ditentukan berdasarkan bahan dan tipe belt :

1. Untuk belt datar  $m = 5$  dan untuk V-belt  $m = 8$   
(bahan terbuat dari karet dan cotton)

2.  $N_{base} = 10^7$  cycle, maka harga  $\sigma_{fat}$  adalah :

Untuk belt datar :  $\sigma_{fat} = 60 \text{ kg/cm}^2$  (bahan karet)

Untuk belt datar :  $\sigma_{fat} = 30 \text{ kg/cm}^2$  (bahan cotton)

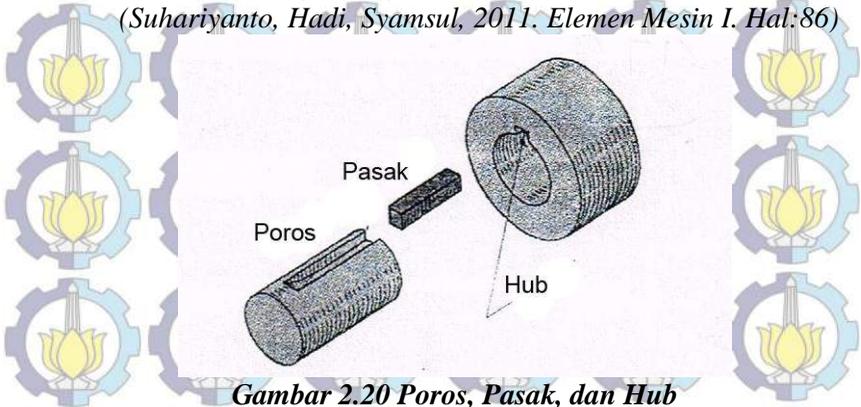
Untuk V-belt :  $\sigma_{fat} = 90 \text{ kg/cm}^2$

## 2.2 Perencanaan Pasak

Pasak digunakan untuk menyambung dua bagian batang (poros) atau memasang roda, roda gigi, roda gila (flywheel), pulley, dan lain-lain pada poros sehingga terjamin tidak berputar pada poros. Pemilihan jenis pasak tergantung pada besar kecilnya daya yang bekerja dan kestabilan bagian-bagian yang disambung.

Distribusi tegangan pada pasak dapat diketahui dengan mudah sehingga dalam perhitungan tegangan disarankan menggunakan faktor keamanan sebagai berikut:

1. Untuk torsi yang konstan (torque is steady),  $sf = 1$
2. Untuk beban kejut yang kecil,  $sf = 2,5$
3. Untuk beban kejut yang besar, terutama bolak balik,  $sf = 4,5$   
(Suhariyanto, Hadi, Syamsul, 2011. Elemen Mesin I. Hal:86)



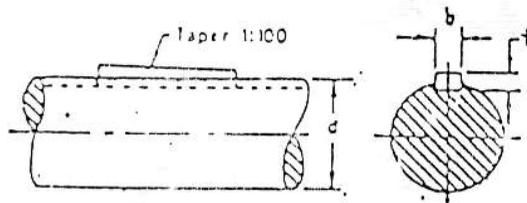
**Gambar 2.20 Poros, Pasak, dan Hub**

Sedangkan untuk melindungi "hub" supaya tidak rusak maka panjang dari "hub" dibuat 25% lebih panjang dari ukuran diameter porosnya. Panjang pasak juga dibuat 25% lebih besar dari ukuran diameter porosnya. (Suhariyanto, Hadi, Syamsul, 2011. Elemen Mesin I. Hal:86)

Pada umumnya ada tiga jenis pasak yang sering digunakan dalam mesin industri, yaitu:

1. Pasak Datar Segi Empat (Standar Square Key)

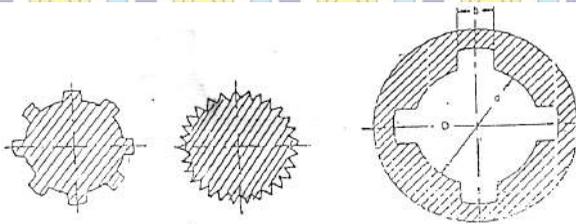
Pasak datar segi empat biasanya digunakan untuk daya yang relatif lebih kecil dibandingkan menggunakan pasak yang lain. Oleh karena itu dimensi yang digunakan pun sederhana dengan lebar (W), dan tinggi (H) yang besarnya sama, kurang lebih seperempat dari diameter poros.



**Gambar 2.21 Pasak Datar Segi Empat**

## 2. Pasak Bintang Lurus (Splines Key)

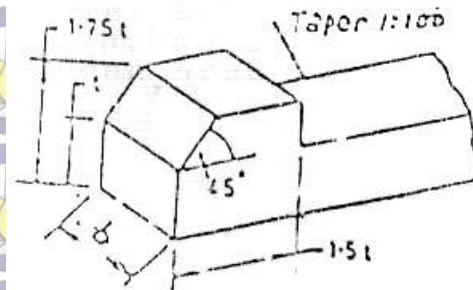
Pada pasak bintang lurus seringkali digunakan karena pasak ini banyak pemakaiannya dan bentuknya relatif sederhana, sehingga perhitungannya menjadi lebih mudah. Berdasarkan diameter luar poros ( $D$ ) atau diameter dalam poros ( $d$ ) maka dimensi pasak bintang lurus dapat dicari, sedangkan jumlah bintangnya bisa dipilih kemudian yang akan dihitung adalah panjang ( $L$ ) dan bahan.



**Gambar 2.22 Pasak Bintang Lurus**

## 3. Pasak Berkepala (Gib Head Key)

Pasak ini digunakan biasanya untuk poros berputar bolak-balik sehingga tegangan yang dihasilkan menjadi cukup besar.



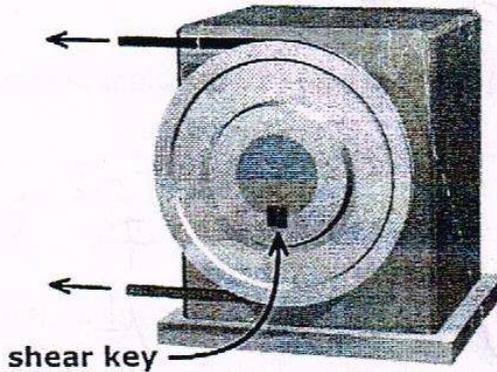
**Gambar 2.23 Pasak Berkepala**

Pada perencanaan dan perhitungan kali ini digunakan pasak datar segi empat

## 2.2.1 Tegangan Geser

Untuk perencanaan dan perhitungan pasak kali ini maka analisa perhitungannya dilakukan untuk menghitung ketika poros berputar untuk mentransmisikan daya ke hub dengan perantara pasak, maka pada pasak akan terjadi tegangan geser.

Gaya tangensial (F) yang bekerja pada pasak, menyebabkan tegangan geser.



**Gambar 2.24 Pasak yang mendapat Tegangan Geser dan Tegangan Kompresi**

$$\tau_s = \frac{F}{A} \quad \text{dimana: } F = \frac{T}{D/2} \text{ lb}$$

$\tau_s$  = Tegangan Geser  
 $A$  = Luas bidang geser pada pasak =  $W \times L$  = Lebar pasak ( $W$ ) x panjang ( $L$ )

$$\tau_s = \frac{2T}{W.L.D} \dots\dots\dots (2.21)$$

Supaya pasak aman, maka syarat yang harus dipenuhi adalah:

$$\tau_s = \frac{2T}{W.L.D} \leq \frac{\sigma_{syp}}{sf} \dots\dots\dots(2.22)$$

**2.2.2 Tegangan Kompresi**

Sesuai dengan syarat untuk pasak datar segi empat (square) yaitu setengah dari tinggi pasak masuk ke dalam poros dan setengahnya lagi masuk pada “hub” dan juga tinggi pasak (H) sama dengan lebarnya (W) atau (H = W), maka tegangan kompresi yang timbul akibat gaya F adalah:

$$\sigma_c = \frac{F}{A} \text{ dimana: } F = \frac{T}{0,5.D} lb$$

- $\sigma_c$  = Tegangan kompresi
- A = Luas bidang geser pada pasak
- = 0,5 H x L

$$\tau_c = \frac{2T}{0,5H.L.D} = \frac{4T}{W.L.D} \dots\dots\dots(2.23)$$

Supaya pasak aman, maka syarat yang harus dipenuhi adalah:

$$\tau_c = \frac{4T}{W.L.D} \leq \frac{\sigma_{syp}}{sf} \dots\dots\dots(2.24)$$

**2.3 Analisa Kekuatan Rangka Mesin**

Rangka mesin merupakan bagian terpenting dalam suatu mesin yang berfungsi untuk menahan beban yang terjadi selama mesin bekerja maupun tidak bekerja. Oleh karena itu, perhitungan rangka agar mendapatkan nilai aman sangatlah penting. Material yang digunakan pada struktur rangka adalah Grey Cast Iron dengan kekuatan tarik sebesar 250 MPa. Analisis dilakukan dengan menggunakan simulasi numerik dengan metoda elemen hingga (FEM). Proses simulasi numerik kekuatan struktur rangka difokuskan pada pembebanan statis. Analisis dilakukan pada perubahan variabel tegangan terhadap variasi beban yang diberikan untuk mendapatkan tingkat keamanan struktur.

**Tabel 2.5 Tabel Properties Gray Cast Iron**

Properties	Gray	CGI	Ductile
Tensile Strength (MPa)	250	450	750
Young Modulus (GPa)	105	145	160
Fatigue Resistance (MPa)	110	200	250
Heat Conductivity (W/(mK))	48	37	28
Hardness (HB)	179-202	217-241	217-255
Relative Damping Capacity	1.0	0.35	0.22

(Sumber: Dawson, 2001)

### 2.3.1 Metode Elemen Hingga

Metode Elemen Hingga adalah cara numerik dalam menyelesaikan masalah pada ilmu rekayasa dan matematika fisik. Cakupan penyelesaian dari kedua masalah ini berupa analisis struktur, transfer panas, aliran fluida, transportasi massa dan potensial elektromagnetik.

Sebagaimana sebutan elemen hingga, analisis Metode Elemen Hingga didasarkan pada representasi badan atau sistem struktur yang dirakit dari elemen-elemen badan/sistem. Elemen-elemen ini membentuk sistem jaringan elemen melalui hubungan/sambungan dititik-titik nodal elemen. Umumnya fungsi perpindahan yang ditetapkan bagi pendekatan variasi perpindahan di setiap elemen adalah fungsi polinomial. Persamaan kesetimbangan bagi elemen didapat dari prinsip energi potensial minimum.

Persamaan ini di formulasikan bagi sistem atau badan keseluruhannya dengan perakitan persamaan elemen-elemen dalam sistem koordinat struktur, sedemikian rupa sehingga terpenuhi kontinuitas perpindahan dititik-titik nodal. Dari syarat-syarat batas sistem struktur/badan yang harus terpenuhi, maka di peroleh perpindahan yang terjadi di titik-titik nodal elemen.

Setelah mengetahui kondisi-kondisi dasar yang perlu diketahui dalam melakukan analisa struktur, hal lain yang perlu dilakukan kemudian adalah pembuatan model itu sendiri. Pada saat ini pemodelan elemen hingga telah dilakukan dengan bantuan perangkat lunak dan komputer. Walaupun telah dimudahkan dengan piranti lunak tersebut tetapi tetap ada beberapa langkah yang harus dilakukan dalam melakukan pembuatan model untuk dianalisa dengan menggunakan elemen hingga.

Tahapan langkah tersebut dapat dijabarkan secara garis besar menjadi sebagai berikut:

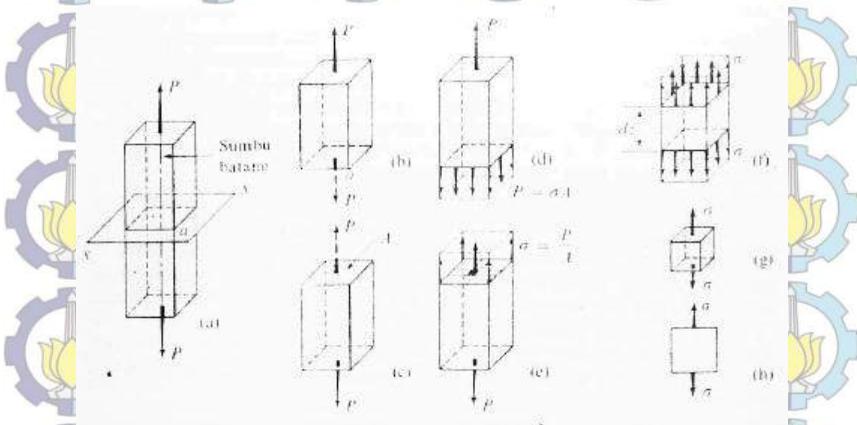
1. Pembuatan geometri awal struktur yang akan dianalisis
2. Penentuan jumlah elemen yang akan diberikan pada model geometri tersebut
3. Pembuatan elemen dari hasil pemodelan geometri struktur yang akan dianalisa (meshing)
4. Pemberian kondisi batas (constraint/boundary condition), kondisi batas yang diperlukan untuk menentukan bagaimana model tersebut tertumpu padaudukannya dalam kondisi nyata. Hal ini sangat menentukan bagaimana hasil dari analisa model geometri tersebut. Berbagai macam kondisi batas yang biasa digunakan antara lain *fixed-fixed*, *fixed-free*, *free*, dsb.
5. Pemberian kondisi pembebanan (loading condition). Kondisi pembebanan pada model struktur bergantung dengan kondisi nyatanya. Hal ini dilakukan untuk mendapatkan hasil yang sedekat mungkin dengan kondisi kenyataannya. Beban yang biasa digunakan antara lain beban gaya, momen, atau tekanan baik statik maupun dinamik.
6. Analisa merupakan langkah terakhir dalam tahapan analisa metode elemen hingga. Analisa dilakukan dengan bantuan perangkat lunak FEM (Finite Element Method). Jenis analisa yang dapat dilakukan juga bervariasi dari jenis analisa statik, dinamik, buckling, maupun analisa perpindahan panas.

### **2.3.2 Analisa Struktur Statis**

Analisa statis digunakan untuk mengetahui kekuatan serta kondisi kritis yang dimiliki oleh struktur yang dianalisa tersebut.

Kondisi kritis merupakan kondisi dimana kegagalan dari struktur paling mungkin terjadi dan dapat tercapai karena pada kondisi tersebut terdapat tegangan maksimum yang dialami oleh struktur tersebut.

Tegangan maksimum dapat dijelaskan dengan lebih mudah melalui Gambar dibawah. Pada gambar tersebut digambarkan sebuah batang yang tidak bermassa yang memiliki dua gaya P yang sama besar dan berlawanan arah yang terletak di setiap ujung batang tersebut. Pada batang tersebut diberikan potongan imajiner pada bidang x-x. dalam analisa struktur diutamakan keseimbangan gaya-gaya yang bekerja sesuai dengan metode irisan yang menyebutkan hakekat gaya-gaya yang ada di dalam suatu benda mengimbangi gaya-gaya luar terpakai. Sehingga pada potongan imajiner tersebut perlu gaya yang setara.



**Gambar 2.25 Langkah Analisis Tegangan Sebuah Batang Tak Bermassa**

Kemudian berdasarkan definisi tegangan normal, maka tegangan yang berlaku tegak lurus pada potongan tersebut dapat diterjemahkan menjadi persamaan sebagai berikut:

$$\sigma = \frac{F}{A} \dots \dots \dots (2.25)$$

Dimana:

- $\sigma$  = Tegangan (N/m<sup>2</sup>)
- F = gaya tarik atau tekan (N)
- A = luas penampang (m<sup>2</sup>)

### 2.3.3 Tegangan Bending

Merupakan tegangan yang diakibatkan oleh bekerjanya momen bending pada benda. Sehingga pelenturan benda disepanjang sumbunya menyebabkan sisi bagian atas tertarik, karena bertambah panjang dan sisi bagian bawah tertekan, karena memendek. Dengan demikian struktur material benda di atas sumbu akan mengalami tegangan tarik, sebaliknya dibagian bawah sumbu akan menderita tegangan tekan. Sedangkan daerah diantara permukaan atas dan bawah, yaitu yang sejajar dengan sumbu benda tetap, tidak mengalami perubahan, ini disebut sebagai bidang netral.

Persamaan umum tegangan bending, adalah:

$$\sigma = \frac{M_b \cdot C}{I} \text{ atau } \sigma = \frac{M_b}{I} \dots \dots \dots (2.26)$$

Dimana:

- $M_b$  = momen bending (Nmm)
- I = momen inersia (besarnya tergantung permukaan, dapat dilihat pada tabel momen inersia) (mm<sup>4</sup>)
- C = jarak yang diukur dari permukaan ke sumbu netral (mm)

*(Suhariyanto, Hadi, Syamsul, 2011. Elemen Mesin I. Hal:16)*

### 2.3.4 Tegangan Ijin dan Syarat Aman

Supaya rangka mesin yang digunakan aman, maka besarnya tegangan yang terjadi harus lebih kecil atau sama dengan tegangan ijinnya. Dalam hal ini digunakan faktor keamanan atau safety factor disingkat “sf” adalah faktor yang digunakan untuk mengevaluasi agar Elemen Mesin terjamin aman dengan dimensi yang minimum atau kecil.

Dalam buku “Machine Design Projects”, Joseph P Vidosic memberikan safety factor berdasarkan tegangan luluh, sebagai berikut:

1.  $sf = 1,25 - 1,5$  : untuk bahan yang sesuai dengan penggunaan pada kondisi terkontrol dan tegangan yang bekerja dapat ditentukan dengan pasti.
2.  $sf = 1,5 - 2,0$  : untuk bahan yang sudah diketahui, dan pada kondisi lingkungan beban dan tegangan yang tetap dan dapat ditentukan dengan mudah.
3.  $sf = 2,0 - 2,5$  : untuk beban yang beroperasi secara rata-rata dengan batasan beban yang diketahui.
4.  $sf = 2,5-3,0$  : untuk bahan yang diketahui tanpa mengalami tes. Pada kondisi ini, beban dan tegangan rata-rata.
5.  $sf = 3,0-4,5$  : untuk bahan yang sudah diketahui. Beban dan tegangan yang tidak pasti, dan kondisi lingkungan yang juga tidak pasti.
6. Beban berulang : nomor 1 s/d 5
7. Beban kejut : nomor 3-5
8. Bahan getas : nomor 2-5 dikalikan dengan 2

Dobrovolsky (dalam buku “Machine element”), dengan menganggap faktor-faktor lain berjalan secara normal. Memberikan safety factor (sf) berdasarkan jenis beban sebagai berikut.

1. Beban Statis :  $sf = 1,25 - 2$
2. Beban Dinamis :  $sf = 2,1 - 3$
3. BebanKejut :  $sf = 3,1 - 5$

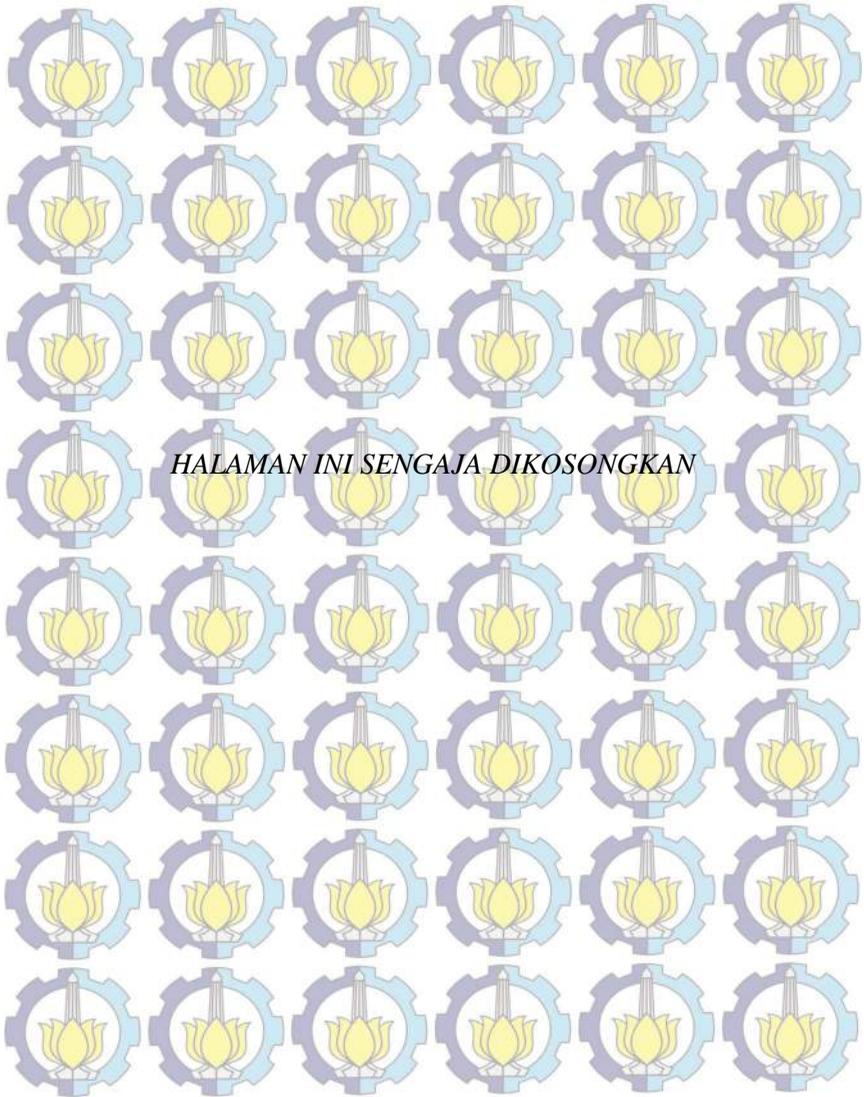
Maka diperoleh persamaan sebagai berikut:

$$\sigma_{\max} \leq \frac{\sigma_{TS}}{sf} \dots\dots\dots(2.27)$$

Dimana:

- $\sigma_{\max}$  = tegangan maksimum
- $\sigma_{TS}$  = tensile strength
- sf = safety factor

(Suhariyanto, Hadi, Syamsul, 2011. Elemen Mesin I. Hal:3)



*HALAMAN INI SENGAJA DIKOSONGKAN*

## BAB III METODOLOGI

### 3.1 Metodologi Pengerjaan Tugas Akhir

Dalam kegiatan ini dirancang mesin hammer mill untuk mencacah limbah roti dengan transmisi belt dan pulley serta akan dilakukan analisa kekuatan rangka pada daerah yang paling kritis. Untuk dapat mencapai hasil tersebut maka langkah-langkah kegiatan yang akan dilakukan secara ringkas dapat diuraikan sebagai berikut:

#### 1. Studi Literatur

Pada tahap awal dilakukan studi literatur yang berkaitan dengan rancang bangun mesin hammer mill yang sudah ada, serta prinsip kerja dan kapasitas produksi dari mesin tersebut. Disamping itu dilakukan pencarian data melalui Tugas Akhir terdahulu terkait dengan rancang bangun mesin hammer mill, studi literatur dari buku-buku penunjang, dan penelusuran internet. Pencarian tentang teori perencanaan dan perhitungan v-belt, pulley, pasak, dan analisa kekuatan rangka secara teoritis maupun analisis numerik dari buku yang berkaitan tentang perencanaan Elemen Mesin. Dari kegiatan ini diperoleh teori tentang perencanaan dan perhitungan transmisi serta analisa kekuatan rangka.

#### 2. Observasi Lapangan

Observasi atau studi lapangan ini dilakukan dengan survei langsung pada beberapa industri kecil yang menggunakan mesin serupa sebagai referensi desain untuk pembuatan mesin hammer mill dengan efektifitas tinggi.. Hal ini dilakukan dalam rangka pencarian data yang nantinya dapat menunjang penyelesaian tugas akhir ini.

#### 3. Perumusan Masalah

Pada perumusan masalah meliputi perancangan bagaimana mendesain rangka mesin hammer mill yang sesuai dengan kapasitas produksi yang ditentukan, serta

mempunyai struktur yang mampu menahan beban yang diberikan sehingga didapat rangka yang aman.

#### **4. Desain Rangka**

Pada proses ini, meliputi proses mendesain dengan program bantu Solid Works dan AutoCAD. Dengan fasilitas ini diharapkan bentuk desain semirip mungkin dengan bentuk yang diinginkan.

#### **5. Perencanaan dan Perhitungan**

Perencanaan dan perhitungan ini bertujuan untuk mendapatkan desain dan mekanisme yang optimal dengan memperhatikan data yang telah didapat dari studi literatur dan observasi langsung. Rencana mesin yang akan dirancang ini adalah mesin hammer mill untuk menghancurkan limbah roti.

#### **6. Pembuatan Alat**

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

#### **7. Uji Peralatan**

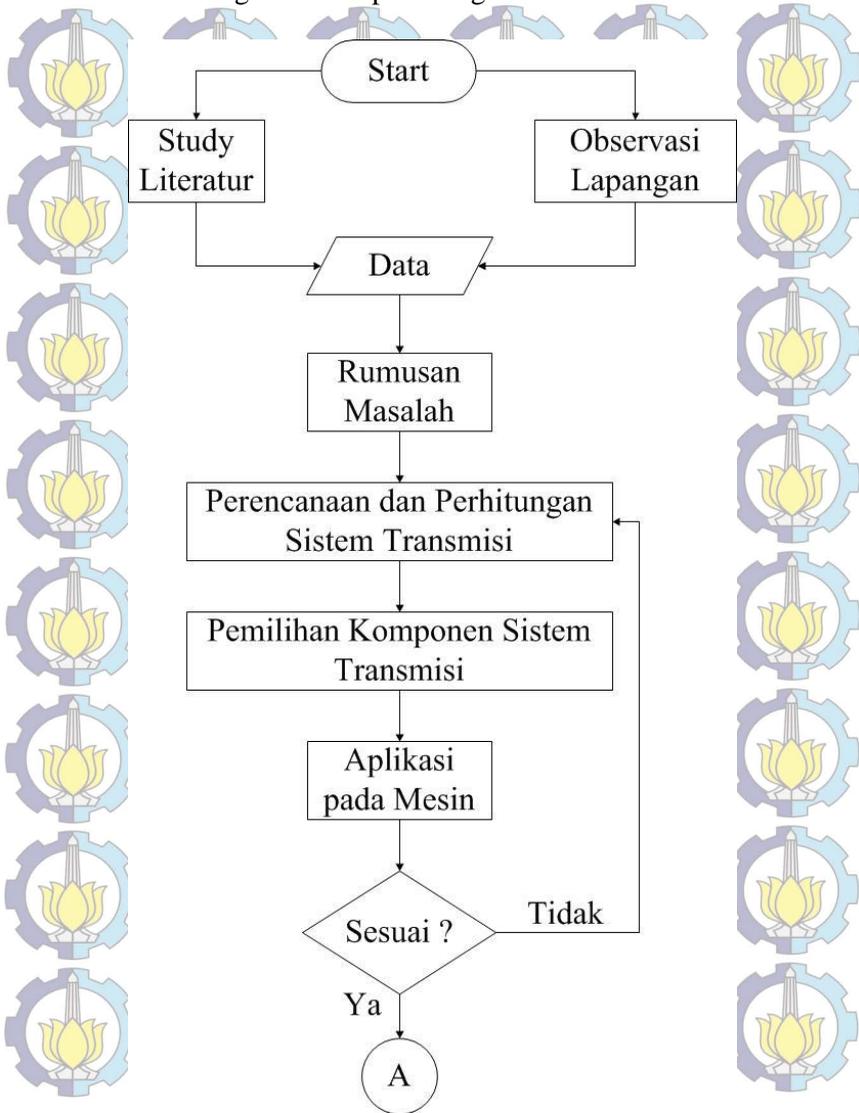
Setelah alat selesai dibuat lalu dilakukan pengujian dengan mengoperasikan alat tersebut. Dalam pengujian nanti akan dicatat dan dibandingkan waktu yang diperlukan dalam menghancurkan limbah roti, sehingga dapat diketahui kapasitas produk yang dihasilkan selama 1 jam.

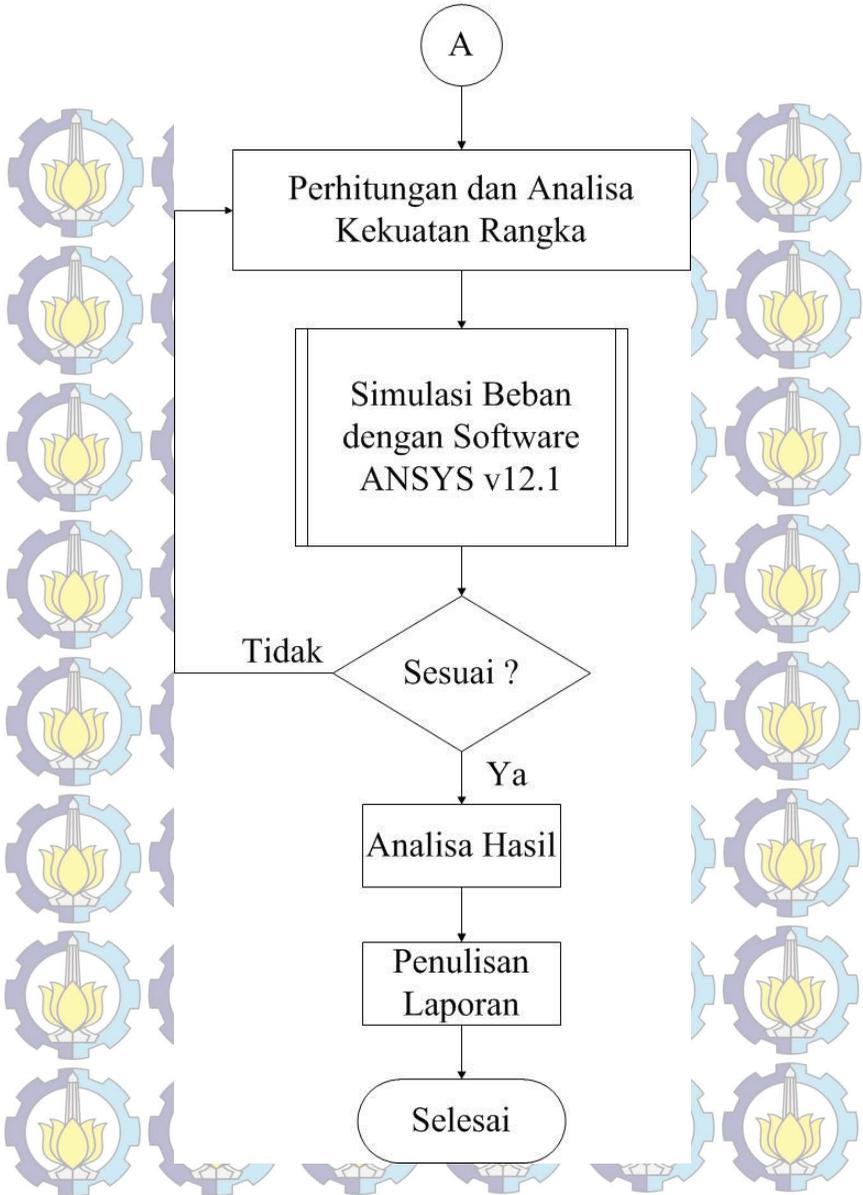
#### **8. Pembuatan Laporan**

Tahap ini merupakan ujung dari pembuatan mesin hammer mill penghancur limbah roti, yaitu dengan menarik kesimpulan yang didapat dari hasil pengujian yang telah dilakukan.

### 3.2 Diagram Alir Pengerjaan Tugas Akhir

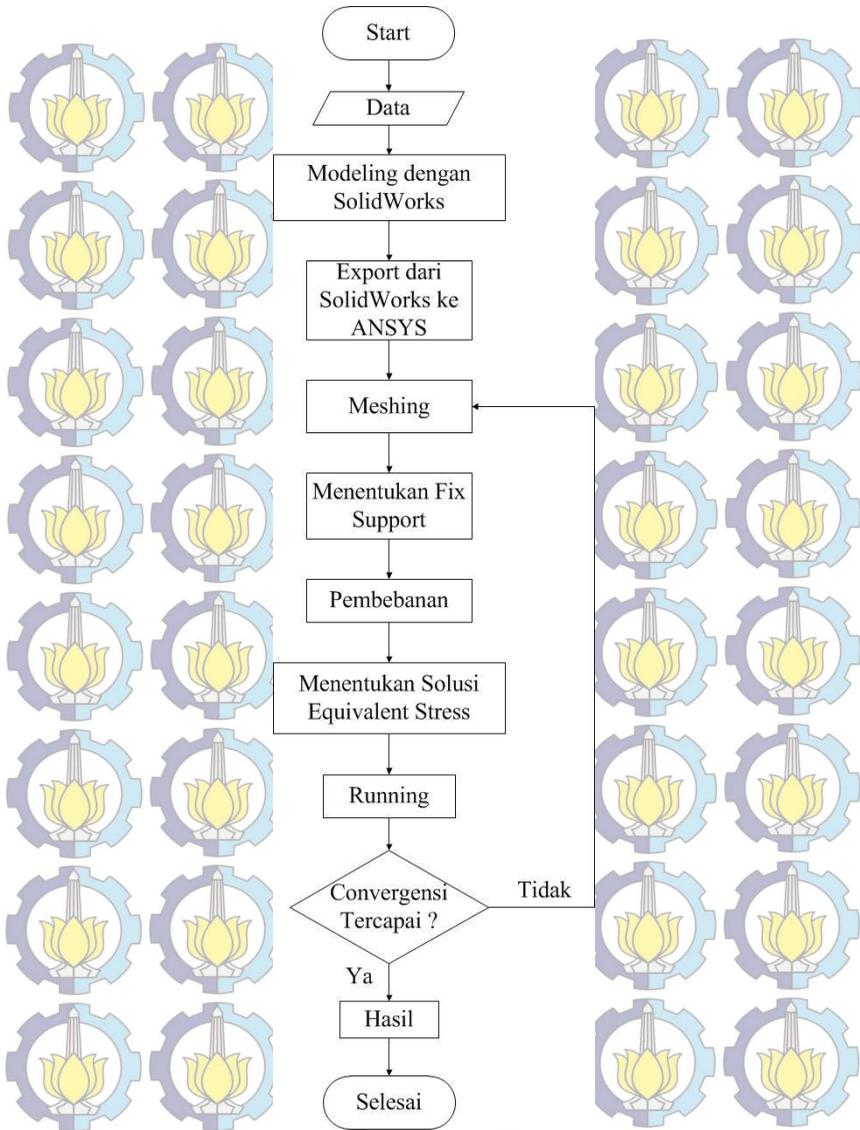
Dalam pengerjaan tugas akhir ini langkah-langkah yang dilakukan telah digambarkan pada diagram alir berikut:





*Gambar 3.1 Diagram Alir Pengerjaan Tugas Akhir*

### 3.3 Diagram Alir Analisa Kekuatan Rangka



**Gambar 3.2 Diagram Alir Analisa Kekuatan Rangka**

## 1. Perencanaan Pemilihan Komponen

Hal pertama dimulai dengan pencarian studi literatur mengenai desain dan prinsip kerja dari mesin hammer mill. Setelah itu perumusan masalah yang ada pada penelitian yaitu bagaimana menganalisa kekuatan rangka pada mesin. Hal yang paling penting dimulai dari kekuatan, dimensi alat, prinsip kerja, berharap semuanya itu mampu diselesaikan untuk menghasilkan desain dan analisisnya sesuai yang diharapkan.

## 2. Modelling dan Simulasi

Kemudian membuat detail secara manual dan juga dilakukan perhitungan secara manual. Perhitungan yang sudah didapat akan dievaluasi. Jika perhitungan manual sudah benar maka akan dilanjut ke proses modeling dengan menggunakan *software* SolidWorks. Modelling tersebut akan dianalisa menggunakan *software* ANSYS dengan menentukan part yang paling kritis di *export* ke *software* kemudian pemilihan *material* yang sesuai, selanjutnya *meshing* sesuai dengan syarat *meshing* dan menentukan *fix* dan *free support* yang meliputi gaya-gaya untuk mengetahui hasil analisa strukturnya serta *equivalent stress*.

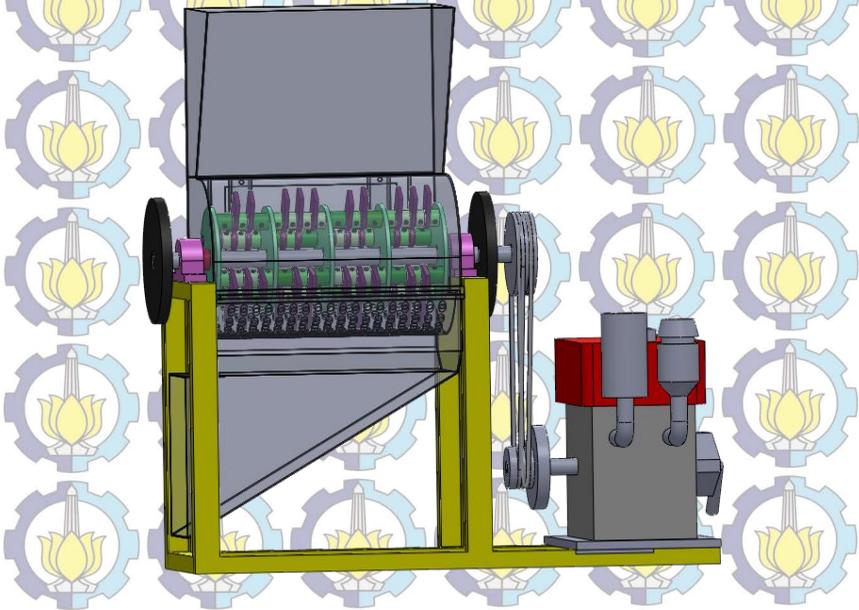
## 3. Hasil

Analisa tersebut akan membandingkan antara perhitungan manual dengan hasil analisa menggunakan *software*. Setelah analisa dilakukan maka akan ditarik kesimpulan dari rangkaian kegiatan.

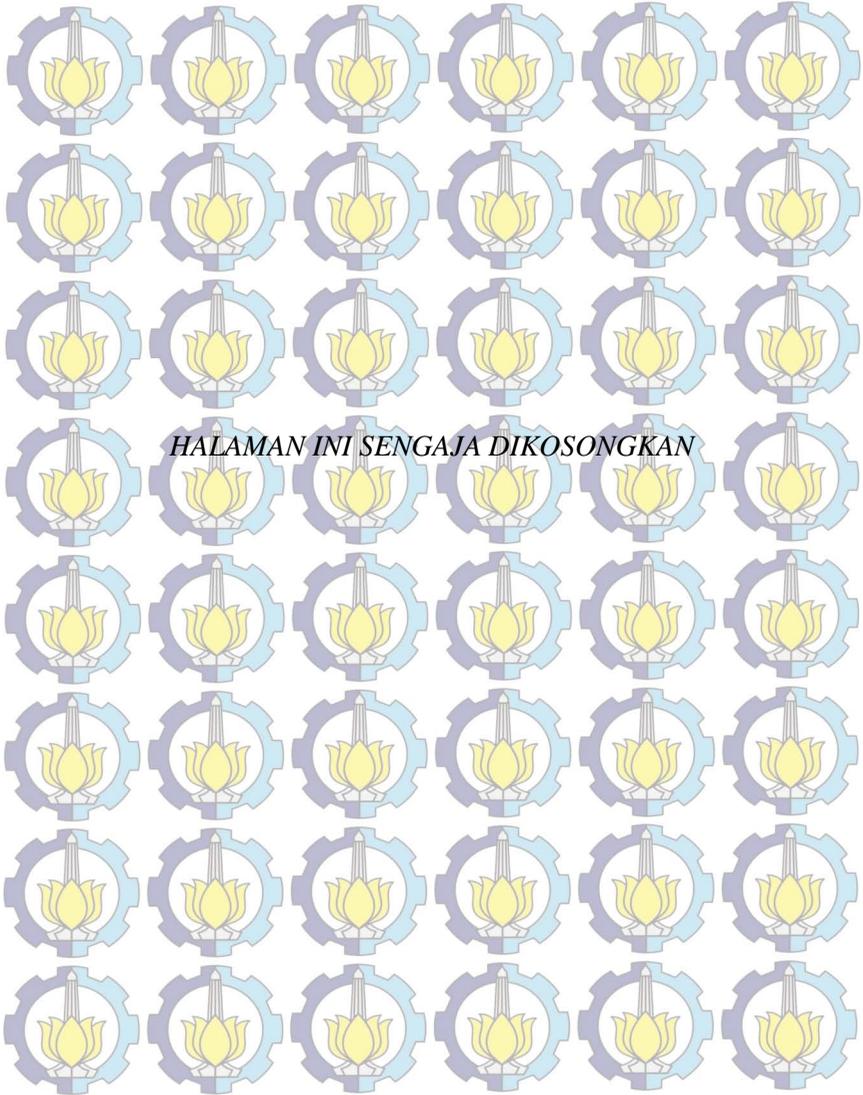
### 3.4 Cara Kerja Mesin Hammer Mill

Setelah mesin hammer mill selesai dirancang bangun maka dilakukan proses produksi oleh mesin ini. Cara kerja mesin ini sederhana sehingga untuk menggunakan alat ini seseorang tidak perlu mempunyai keahlian khusus. Berikut cara kerja mesin hammer mill:

1. Nyalakan mesin diesel dengan menggunakan engkol pemutar, dimana poros mesin diesel memutar pulley penggerak dan mentransmisikan putaran melalui V-belt menuju pulley yang digerakkan, sehingga memutar poros mesin hammer mill dan memutar pisau.
2. Benda kerja berupa limbah roti yang berbentuk gumpalan-gumpalan dengan berat rata-rata 200 gram dimasukkan melalui hopper.
3. Benda kerja yang telah dimasukkan kedalam mesin melalui hopper akan dikenai gaya potong oleh pisau pada mesin.



*Gambar 3.3 Rancang Bangun Mesin Hammer Mill*



## BAB IV PERHITUNGAN DAN PEMBAHASAN

Pada bab ini akan membahas tentang perhitungan dan perencanaan sistem transmisi yang akan digunakan oleh mesin hammer mill serta analisa kekuatan rangka pada mesin dengan metode elemen hingga. Agar mesin dapat bekerja dengan baik dan dengan performa yang maksimal, sehingga proses produksi dapat berjalan dengan lancar dan aman serta merencanakan pasak-pasak yang digunakan pada mesin ini.

### 4.1 Belt dan Pulley

Pemindahan daya yang digunakan pada mesin ini adalah dua buah belt yang dipasang pada dua buah pulley, yaitu pulley penggerak dan pulley yang digerakkan. Sedangkan belt yang digunakan adalah jenis V-Belt dengan penampang melintang berbentuk trapesium. Jenis V-Belt terbuat dari cotton dan mempunyai penampang trapesium. Tenunan atau semacamnya dipergunakan sebagai inti sabuk untuk membawa tarikan yang besar. V-Belt dibelitkan dikelilingi alur pulley berbentuk V-Belt pula.

Berdasarkan data-data yang telah dipilih dan dihitung oleh Andri Nusantara Putra, 2014; maka didapatkan data motor diesel penggerak sebagai berikut:

- Daya Mesin Diesel (P) = 8 HP = 5,96 kW
- Putaran Mesin Diesel ( $n_1$ ) = 1200 rpm
- Putaran Poros Hammer Mill ( $n_2$ ) = 312,5 rpm
- Diameter Pulley Penggerak ( $d_1$ ) = 100 mm

#### 4.1.1 Diameter Pulley yang Digerakkan

Untuk menentukan diameter pulley penggerak maka telah diketahui  $d_1$  adalah 100 mm, sehingga dapat dihitung diameter pulley yang digerakkan yaitu:

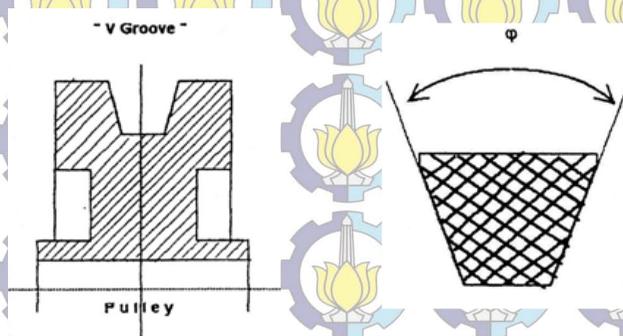
$$\frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1}$$
$$d_2 = \frac{d_1 n_1}{n_2}$$

$$d_2 = \frac{100 \text{ mm} \cdot 1200 \text{ rpm}}{312,5 \text{ rpm}}$$

$$d_2 = 384 \text{ mm}$$

Maka pada aplikasinya akan digunakan pulley dengan diameter 400 mm.

Untuk menjaga agar tidak terjadi jepitan belt pada pulley, maka sudut grove  $\phi$  dapat dihitung seperti berikut ini :



**Gambar 4.1** Bentuk penampang dan sudut grove dari pulley

Untuk menentukan sudut grove dapat digunakan perhitungan dengan menggunakan rumus Euler's, dengan koefisien gesek  $f = 0,3$

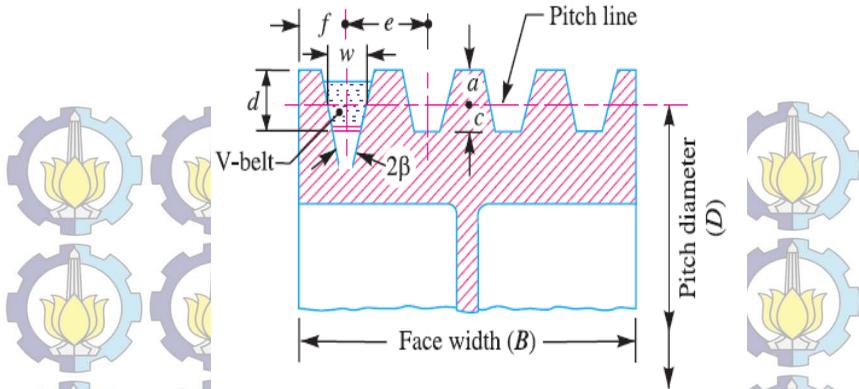
$$\phi = 2 \tan^{-1} f$$

$$= 2 \tan^{-1} 0,3$$

$$= 34^\circ$$

#### 4.1.2 Dimensi Pulley

Dari tabel Tipe dan dimensi dari V-belt pada lampiran di dapat data – data berikut ini untuk menghitung dimensi pulley :



**Gambar 4.2 Bentuk dan dimensi pulley**

- e = 12,5 mm
- c = 3,5 mm
- t = 16 mm
- s = 10 mm
- $\varphi_0 = 34^{\circ} - 40^{\circ}$

Sedangkan untuk mencari dimensi pulley, maka dapat dihitung dengan rumus :

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

$$D_{in} = D_{out} - 2 \cdot e$$

$$B = (z - 1)t + 2 \cdot s$$

Dimana :

- $D_{out}$  = diameter luar pulley ( mm )
- $D_{in}$  = diameter dalam pulley ( mm )
- B = lebar pulley ( mm )

Sehingga :

**Dimensi pulley yang digerakkan**

Diameter luar pulley

$$D_{out} = 384 \text{ mm} + 2 \cdot 3,5 \text{ mm}$$

$$D_{out} = 391 \text{ mm}$$

Diameter dalam pulley

$$D_{in} = 384 \text{ mm} - 2.12,5 \text{ mm}$$

$$D_{in} = 359 \text{ mm}$$

Lebar pulley

$$B = (2 - 1)16 \text{ mm} + 2.10 \text{ mm}$$

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

**Dimensi pulley penggerak**

Diameter luar pulley

$$D_{out} = 100 \text{ mm} + 2.3,5 \text{ mm}$$

$$D_{out} = 107 \text{ mm}$$

Diameter dalam pulley

$$D_{in} = 107 \text{ mm} - 2.12,5 \text{ mm}$$

$$D_{in} = 82 \text{ mm}$$

Lebar pulley

$$B = (2 - 1)16 \text{ mm} + 2.10 \text{ mm}$$

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

#### 4.1.3 Daya dan Momen Perencanaan

Untuk dapat mengetahui daya perencanaan atau daya desain Pd dapat dinyatakan sebagai berikut:

Dari tabel dipilih  $f_c = 1,3$

- Daya Perencanaan (Pd)

$$Pd = f_c \times P$$

$$= 1,3 \times 5,96 \text{ kW}$$

$$= 7,748 \text{ kW}$$

- Momen pada pulley penggerak ( $T_1$ )

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

$$= 9,74 \cdot 10^5 \cdot \frac{7,748 \text{ kW}}{1200 \text{ rpm}}$$

$$= 6.288,8 \text{ kgf.mm}$$

- Momen pada pulley yang digerakkan ( $T_2$ )

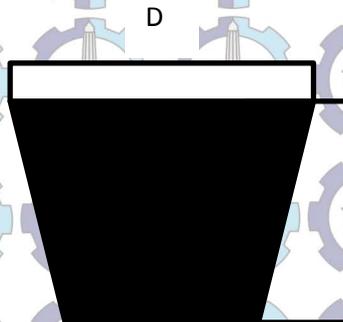
$$\begin{aligned}
 T_2 &= 9,74 \cdot 10^5 \cdot \frac{P_d}{n_2} \\
 &= 9,74 \cdot 10^5 \cdot \frac{7,748 \text{ kW}}{300 \text{ rpm}} \\
 &= 25.155,17 \text{ kgf.mm}
 \end{aligned}$$

#### 4.1.4 Pemilihan Type Belt

Jenis Belt yang digunakan yaitu V-Belt karena belt ini mempunyai bidang gesek pada bagian sisi-sisinya sehingga mampu menghasilkan gaya gesek yang sangat besar dan slip yang terjadi lebih kecil. Belt jenis ini mempunyai kelebihan yaitu harga yang relatif lebih murah dan perawatannya yang mudah. Dari diagram pemilihan V-belt maka didapatkan jenis V-belt tipe B.

Dari tabel dimensi V-belt tipe B diketahui :

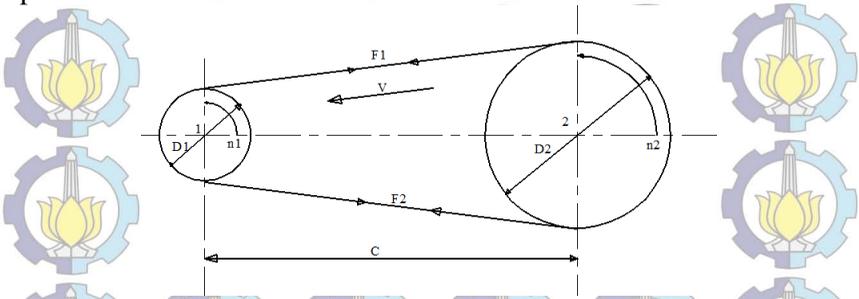
- Lebar (D) = 17 mm
- Tebal (h) = 10,5 mm
- Luasan (A) = 1,38 cm<sup>2</sup>



**Gambar 4.3 Dimensi Belt**

### 4.1.5 Kecepatan Keliling Pulley

Kecepatan keliling pulley penggerak dapat dihitung dari persamaan berikut:



**Gambar 4.4 Gaya-gaya yang terjadi pada belt**

$$v_1 = \frac{\pi \times d_1 \times n_1}{60 \times 1000}$$
$$= \frac{3,14 \times 100 \text{ mm} \times 1200 \text{ rpm}}{60 \times 1000}$$
$$= 6,28 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Dimana :

$d_1$  = diameter pulley penggerak 100 mm

$n_1$  = putaran pulley penggerak 1200 rpm diketahui dari daya mesin diesel yang sebenarnya

Dari hasil perhitungan di atas, maka kecepatan pulley penggerak dikatakan aman, karena kecepatan (V) tidak lebih dari 25 m/s.

Untuk kecepatan keliling pada pulley yang digerakkan dapat dicari dengan rumus berikut:

$$v_2 = \frac{\pi \times d_2 \times n_2}{60 \times 1000}$$

$$= \frac{3,14 \times 384 \text{ mm} \times 312,5 \text{ rpm}}{60 \times 1000}$$

$$= 6,28 \text{ m/s}$$

Dari hasil perhitungan di atas, maka kecepatan pulley yang digerakkan dapat dikatakan aman, karena kecepatan ( $v$ ) tidak lebih dari 25 m/s.

Maka didapatkan kecepatan keliling pulley penggerak dan pulley yang digerakkan adalah sama yaitu  $v_1 = v_2 = 6,28 \text{ m/s}$

#### 4.1.6 Gaya Keliling Belt

Untuk menghitung gaya keliling dapat menggunakan rumus sebagai berikut:

$$\begin{aligned} F_{rated} &= \frac{102 \cdot P_d}{v} \\ &= \frac{102 \cdot 7,748 \text{ kW}}{6,28 \text{ m/s}} \\ &= 125,84 \text{ kgf} \end{aligned}$$

Maka gaya keliling yang terjadi pada belt adalah sebesar 125,84 kgf

#### 4.1.7 Tegangan Belt yang timbul akibat beban ( $\sigma_d$ )

Tegangan belt dapat diketahui menggunakan rumus:

$$\sigma_d = 2 \cdot \varphi \cdot \sigma_o$$

Keterangan:

$\sigma_o$  = 12 kg/cm<sup>2</sup> : tegangan belt yang dianjurkan (Elemen Mesin II, hal 60)

$\varphi$  = 0,9 : faktor tarikan karena V-belt (Elemen Mesin II, hal 50)

Setelah mengetahui tegangan belt yang dianjurkan, maka dapat digunakan untuk menghitung tegangan belt, dengan perhitungan sebagai berikut:

$$\begin{aligned}\sigma_d &= 2 \cdot \varphi \cdot \sigma_o \\ \sigma_d &= 2,0 \cdot 9,12 \text{ kg/cm}^2 \\ \sigma_d &= 21,6 \text{ kg/cm}^2\end{aligned}$$

Maka, besarnya tegangan yang timbul akibat beban pada belt adalah sebesar  $21,6 \text{ kg/cm}^2$

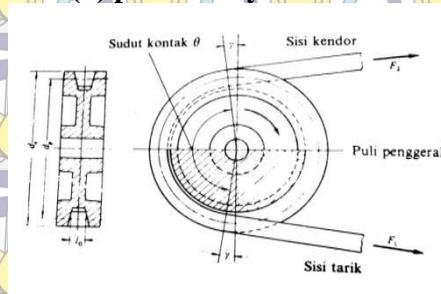
#### 4.1.8 Perhitungan Panjang Belt dan Jarak Sumbu Poros

Untuk menghitung panjang belt didapatkan jarak antara kedua sumbu poros, yaitu  $C = 620 \text{ mm}$

$$\begin{aligned}L &= 2C + \frac{\pi}{2}(d_1 + d_2) + \frac{1}{4C}(d_2 - d_1)^2 \\ &= 2(620) + \frac{3,14}{2}(100 + 384) + \frac{1}{4(620)}(384 - 100)^2 \\ &= 1.240 + 759,88 + 32,5 \\ &= 2.032,38 \text{ mm}\end{aligned}$$

Dari perhitungan diatas maka didapatkan panjang belt yaitu  $2.032,38 \text{ mm}$ , maka untuk aplikasinya akan digunakan panjang belt  $2.057 \text{ mm}$ .

#### 4.1.9 Sudut Kontak ( $\alpha$ ) pada Pulley



**Gambar 4.5 Sudut Kontak**

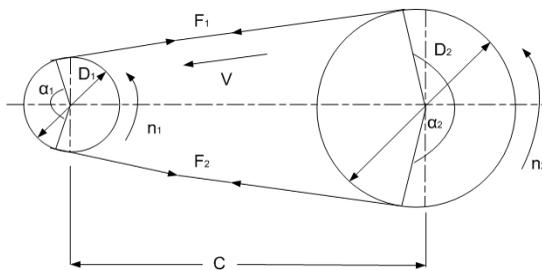
$$\begin{aligned}
 \alpha &= 180^\circ - \frac{d_2 - d_1}{C} 60^\circ \\
 &= 180^\circ - \frac{(384 - 100) \text{ mm}}{620 \text{ mm}} 60^\circ \\
 &= 180^\circ - 27,5^\circ \\
 &= 152,5^\circ \\
 \frac{152,5^\circ}{180} \cdot \pi &= 3,14 \text{ rad}
 \end{aligned}$$

#### 4.1.10 Gaya Efektif dan Tarik pada Belt

Perhitungan gaya yang akan dipindahkan pulley penggerak ke pulley yang digerakkan berdasarkan dari perhitungan daya dan kecepatan keliling belt, serta digunakan overload factor = 1,2 maka didapatkan perhitungan adalah sebagai berikut:

$$\begin{aligned}
 F_e &= \beta \cdot F_{rated} \\
 &= 1,2 \cdot 125,84 \text{ kgf} \\
 &= 151 \text{ kgf}
 \end{aligned}$$

Gaya tarik pada sisi kencang ( $F_1$ ) dan pada sisi kendur ( $F_2$ ) seperti ditunjukkan pada gambar dibawah ini:



**Gambar 4.6 Gaya Tarik Belt**

Besarnya gaya tarik  $F_1$  dan  $F_2$  dapat dihitung dengan menggunakan rumus berikut:

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

Dimana,

$$F_e = F_1 - F_2$$

Keterangan:

$F_e$  = gaya efektif, selisih antara  $F_1$  dan  $F_2$

$F_1$  = gaya tarik pada sisi kembang

$F_2$  = gaya tarik pada sisi kendor

$f$  = koefisien gesek (0,2 untuk cotton)

$\alpha$  = sudut kontak (rad)

$e$  = bilangan natural

Mencari nilai  $m$ ,

$$m = e^{(0,2) \cdot (3,14)}$$

$$= 1,87$$

$$\frac{F_1}{F_2} = 1,87$$

$$F_1 = 1,87 \cdot F_2$$

$$F_e = 1,87 \cdot F_2 - F_2 = 0,87 F_2$$

$$F_2 = \frac{151 \text{ kgf}}{0,87} = 173,36 \text{ kgf}$$

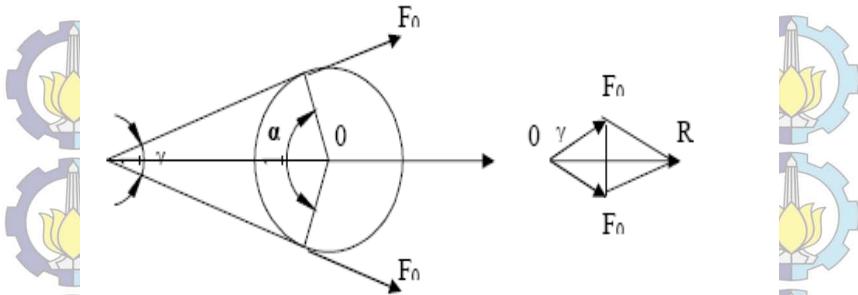
$$F_1 = 1,87 \cdot F_2$$

$$F_1 = 1,87 \cdot 173,36 \text{ kgf}$$

$$F_1 = 324,55 \text{ kgf}$$

Maka besar gaya tarikan pada belt diperoleh  $F_1 = 324,55 \text{ kgf}$  dan  $F_2 = 173,36 \text{ kgf}$

#### 4.1.11 Gaya Pulley Terhadap Poros



**Gambar 4.7** Diagram uraian gaya pada poros pulley

Untuk mencari  $F_R$  pada V-Belt maka digunakan:

$$\begin{aligned}
 F_R &= 1,5 \cdot F_e \cdot \sin \frac{\alpha}{2} \\
 &= 1,5 \cdot 151 \text{ kgf} \cdot \sin \frac{152,5^\circ}{2} \\
 &= 1,5 \cdot 151 \text{ kgf} \cdot \sin 76,25 \\
 &= 220 \text{ kgf}
 \end{aligned}$$

Maka, didapatkan gaya resultan pada pulley penggerak sebesar 220 kgf

#### 4.1.12 Tegangan Maksimal pada Belt

Dari tabel, dipilih bahan belt dari cotton, diketahui  $\gamma = 1,25 - 1,5 \text{ kg/dm}^3$  dipilih  $1,5 \text{ kg/dm}^3$  dan  $E_b = 300 - 400 \text{ kg/cm}^2$  dipilih  $300 \text{ kg/cm}^2$ .

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

$$\begin{aligned}
 &= 12 + \frac{151}{2.2.1,38} + 300 \frac{10,5}{100} + 1,5 \frac{6,28^2}{109,81} \\
 &= 12 + 27,35 + 31,5 + 0,6 \\
 &= 71,45 \text{ kg/cm}^2
 \end{aligned}$$

Maka, didapatkan tegangan maksimum yang ditimbulkan oleh 2 belt adalah sebesar 71,45 kg/cm<sup>2</sup>

#### 4.1.13 Jumlah Putaran Belt per Detik (U)

Diketahui kecepatan keliling pulley sebesar 6,28 m/s, maka digunakan untuk menghitung nilai U dengan persamaan:

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

$$\begin{aligned}
 &= \frac{6,28 \frac{\text{m}}{\text{s}}}{2 \text{ m}} \\
 &= 3,14 \frac{\text{rad}}{\text{s}}
 \end{aligned}$$

Maka, didapatkan jumlah putaran belt per detik adalah 3,14 rad/s

#### 4.1.14 Umur Belt (H)

Dalam beroperasi, belt mempunyai umur kerja yang terbatas, untuk menentukan umur belt maka digunakan persamaan berikut:

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

Dimana:

H = umur belt (jam)

N<sub>base</sub> = basis dari fatigue test, yaitu 10<sup>7</sup> cycle

σ<sub>fat</sub> = fatigue limit atau endurance atau endurance limit yang berhubungan dengan N<sub>base</sub>. Dapat dicari dari “fatigue curve”, untuk V-Belt = 90 kg/cm<sup>2</sup>

σ<sub>max</sub> = tegangan maksimum yang timbul, lihat persamaan (3-8)

u = jumlah putaran belt per detik, sehingga dapat dinyatakan dengan (v/L). (v = kecepatan, m/s dan L = panjang belt, m).

X = jumlah pulley yang berputar

m = 8 untuk V-Belt

X = jumlah pulley yang berputar

$$H = \frac{N_{base}}{3600 \cdot u \cdot X} \left( \frac{\sigma_{fat}}{\sigma_{max}} \right)^m \text{ jam}$$

$$= \frac{10^7}{3600 \cdot 3,14 \cdot 2} \left( \frac{90 \text{ kg/cm}^2}{71,45 \text{ kg/cm}^2} \right)^8 \text{ jam}$$

$$= 442,32(6,67) \text{ jam}$$

$$= 2.950,3 \text{ jam}$$

Maka didapatkan umur V-Belt sebesar 2.950,3 jam

#### 4.2 Perencanaan Pasak

Untuk perencanaan pasak kali ini telah didapatkan data-data sebagai berikut:

Baja Karbon AISI 1030,  $\sigma_{syp} = 303 \text{ Mpa} = 303 \cdot 10^6 \text{ Pa}$

Torsi yang bekerja pada poros,  $T = 137,73 \text{ Nm}$

Bahan Poros AISI 1045,  $\sigma_{syp} = 407 \text{ Mpa}$ ; Diameter = 0,04 m

Safety Factor,  $sf = 4,5$

Koefisien Geser,  $K_s = 0,6$ ; Koefisien Kompresi,  $K_c = 1$

Lebar Pasak,  $W = 1 \text{ cm}$ ; Tinggi Pasak,  $H = 1 \text{ cm}$



**Gambar 4.8 Poros Utama**

### 4.2.1 Ditinjau dari Tegangan Geser

Mencari panjang pasak ditinjau dari tegangan geser:

$$\tau_s = \frac{2T}{W \cdot L \cdot D} \leq \frac{\sigma_{syp}}{sf}$$

$$L \geq \frac{2 \cdot T \cdot sf}{K_s \cdot \sigma_{syp} \cdot W \cdot D}$$

$$L \geq \frac{2.137,73 \text{ Nm} \cdot 4,5}{0,6.303 \cdot 10^6 \text{ Pa} \cdot (0,01)\text{m} \cdot (0,04)\text{m}}$$

$$L \geq 0,017 \text{ m}$$

Maka panjang pasak minimal yang harus digunakan berdasarkan tinjauan dari tegangan geser adalah 0,017 m = 1,7 cm, agar mendapatkan kekuatan pasak yang baik maka digunakan pasak dengan panjang 3 cm.

### 4.2.2 Ditinjau dari Tegangan Kompresi

Mencari panjang pasak ditinjau dari tegangan kompresi:

$$\tau_c = \frac{4T}{W \cdot L \cdot D} \leq \frac{\sigma_{syp}}{sf}$$

$$L \geq \frac{4 \cdot T \cdot sf}{K_c \cdot \sigma_{syp} \cdot W \cdot D}$$

$$L \geq \frac{4.137,73 \text{ Nm} \cdot 4,5}{1.303 \cdot 10^6 \text{ Pa} \cdot (0,01)\text{m} \cdot (0,04)\text{m}}$$

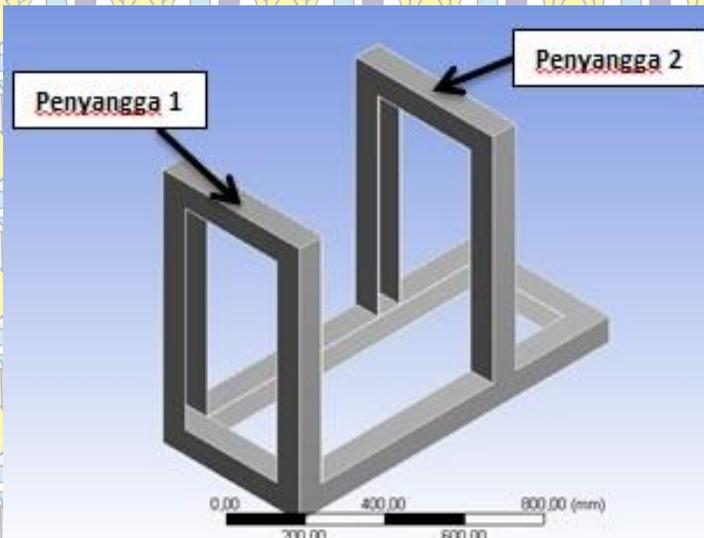
$$L \geq 0,02 \text{ m}$$

Maka panjang pasak minimal yang harus digunakan berdasarkan tinjauan dari tegangan kompresi sebesar 0,02 m = 2 cm, agar mendapatkan kekuatan pasak yang baik maka digunakan pasak dengan panjang 3 cm.

### 4.3 Hasil Analisa Kekuatan Rangka

Pada tahap ini dilakukan analisa kekuatan rangka terhadap bagian rangka yang menerima gaya maksimum ( $F_{\max}$ ), karena dengan dilakukan analisa terhadap bagian rangka yang mendapatkan gaya maksimum maka dapat diasumsikan bahwa pada bagian rangka lain lebih aman.

Analisa kekuatan rangka kali ini akan dilakukan pada perhitungan **Tegangan Maksimum** ( $\sigma_{\max}$ ) yang terjadi pada rangka.



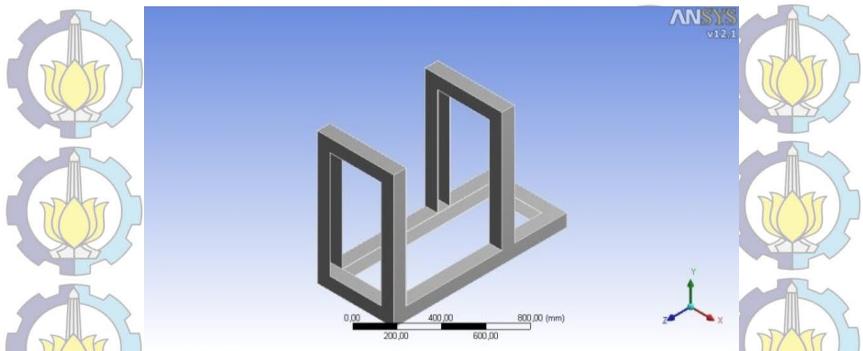
*Gambar 4.9 Rangka Mesin Hammer Mill*

#### 4.3.1 Hasil Analisa Numerik

Pada tahap ini dilakukan analisa secara objektif dari rangka mesin hammer mill yang merupakan hasil desain rancang bangun mesin hammer mill untuk mencacah limbah roti.

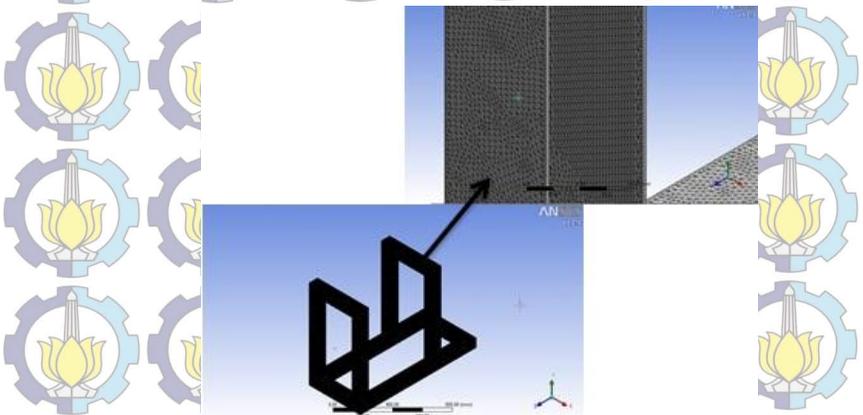
Pada analisa numerik ini dipilih bagian yang menanggung gaya terbesar dan merupakan bagian paling kritis pada rangka mesin, dengan asumsi ketika daerah yang paling kritis mendapatkan hasil yang aman, maka dapat dikatakan pada bagian rangka lain aman,. Pengujian dilakukan dengan menggunakan *software ANSYS v12.1*,

dengan teori yang digunakan dalam menganalisa adalah *Equivalent (von-Mises) Stress*.



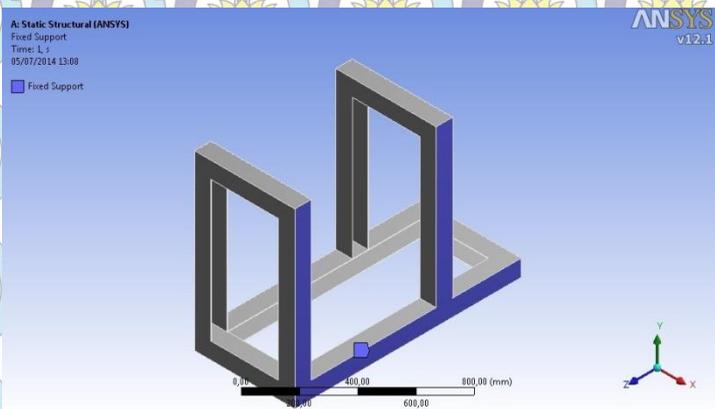
**Gambar 4.10 Desain Rangka Mesin Hammer Mill**

Desain yang sudah dibuat dengan menggunakan SolidWorks kemudian di export kedalam software ANSYS, dimana pada software ini akan dilakukan analisa kekuatan rangka yang akan ditekankan pada perhitungan tegangan. Selanjutnya dilakukan proses meshing. Proses ini dilakukan sebelum menentukan *boundary condition* dari sebuah rencana analisa.

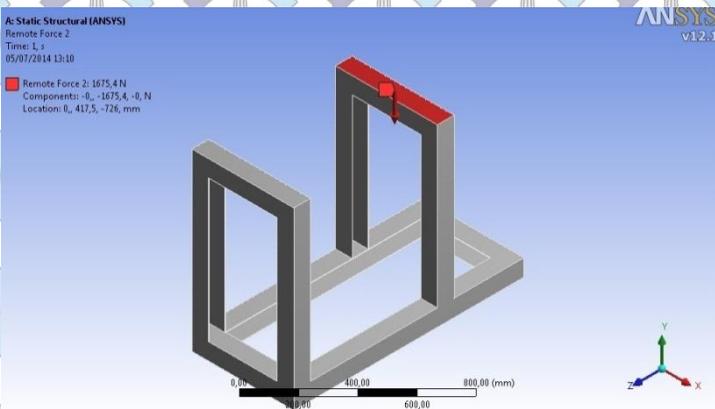


**Gambar 4.11 Hasil Meshing**

Selanjutnya boundary condition yang terdiri dari fix support dan load. Pada Fix Support terdapat pada face di sisi bawah benda. Data yang diperoleh dari Putra N.P (2014), gaya yang diberikan pada penyangga 2 sebesar 1675,4 N di sisi atas.

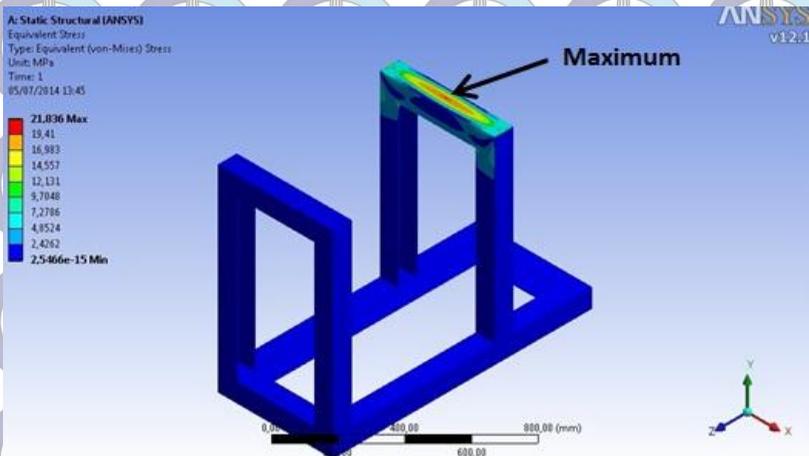


**Gambar 4.12** Fix Support pada Support Rangka Mesin Hammer Mill



**Gambar 4.13** Gaya yang diberikan

Setelah *boundary condition* ditentukan selanjutnya yaitu menganalisa hasil tegangan yang terjadi untuk mengetahui nilai Tegangan Ekuivalen pada rangka mesin hammer mill

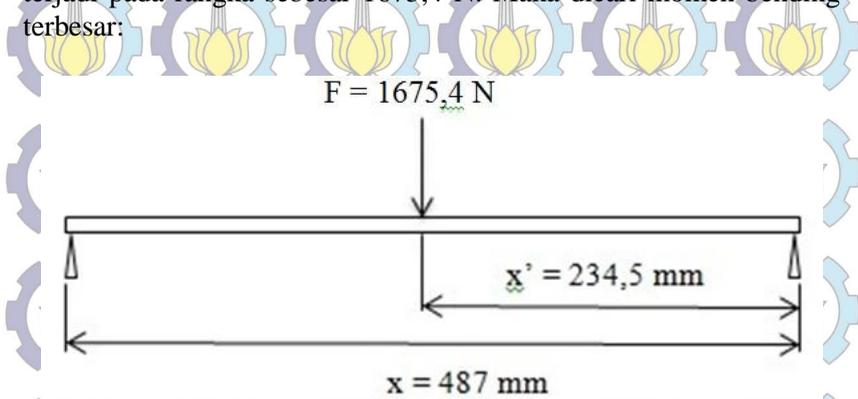


#### 4.14 Equivalent (von-Mises) Stress

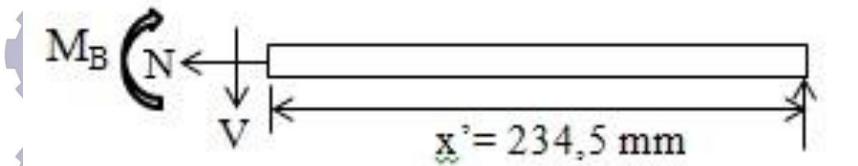
Dari hasil analisa yang telah dilakukan didapat tegangan maksimum yang terjadi sebesar 21,836 Mpa pada penyangga 2. Dapat dilihat daribagian gambar yang berwarna merah.

### 4.3.2 Perhitungan Teoritis

Pada perhitungan teoritis ini akan difokuskan pada Tegangan Maksimum yang terjadi pada rangka. Diketahui gaya terbesar yang terjadi pada rangka sebesar 1675,4 N. Maka dicari momen bending terbesar:



*Gambar 4.15 Diagram Benda Bebas Peyangga 2*

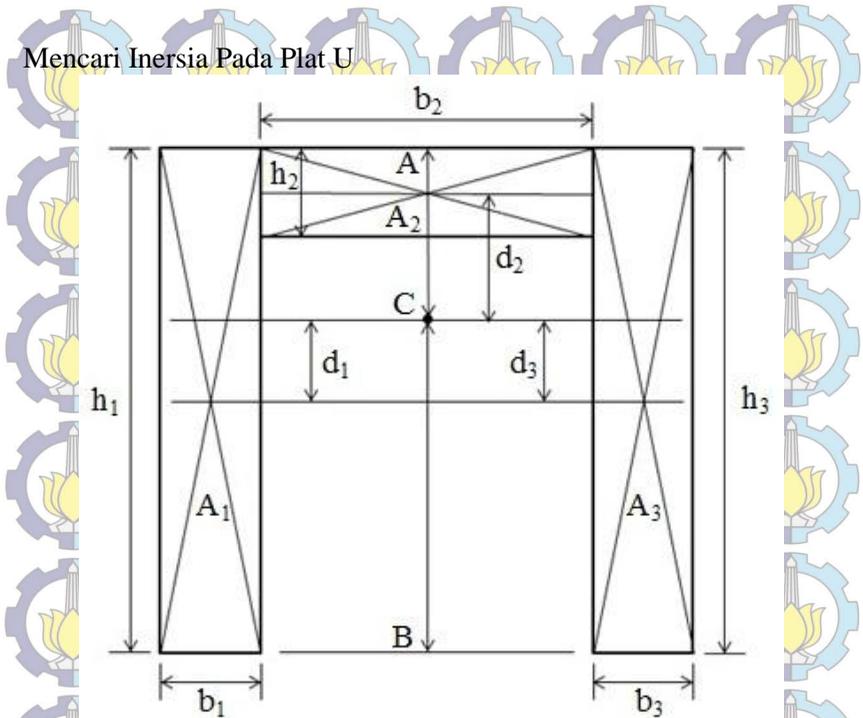


*Gambar 4.16 Potongan Diagram Benda Bebas*

$$\begin{aligned} M_B &= \frac{F}{2} \cdot x' \\ &= \frac{1675,4 \text{ N}}{2} \cdot 243,5 \text{ mm} \\ &= 203.979,95 \text{ Nmm} \end{aligned}$$

Didapatkan Momen Bending sebesar 203.979,95 Nmm, selanjutnya dicari momen inersia dari plat U dengan cara sebagai berikut:

Mencari Inersia Pada Plat U



**Gambar 4.17 Plat U**

Dimana:

- $A_1 : b_1 = 3 \text{ mm}, h_1 = 80 \text{ mm}$
- $A_2 : b_2 = 74 \text{ mm}, h_2 = 3 \text{ mm}$
- $A_3 : b_3 = 3 \text{ mm}, h_3 = 80 \text{ mm}$

$$AC = \frac{A_1 \cdot y_1 + A_2 \cdot y_2 + A_3 \cdot y_3}{A_1 + A_2 + A_3}$$

$$AC = \frac{240 \text{ mm}^2 \cdot 40 \text{ mm} + 222 \text{ mm}^2 \cdot 1,5 \text{ mm} + 240 \text{ mm}^2 \cdot 40 \text{ mm}}{240 \text{ mm}^2 + 222 \text{ mm}^2 + 240 \text{ mm}^2}$$

$$AC = \frac{9600 \text{ mm}^3 + 333 \text{ mm}^3 + 9600 \text{ mm}^3}{720 \text{ mm}^2}$$

$$AC = \frac{19.533 \text{ mm}^3}{720 \text{ mm}^2}$$

$$AC = 27,82 \text{ mm}$$

Maka, nilai CB = 80 mm – 27,82 mm = 52,18 mm

Didapatkan:

$$d_1 = 12,18 \text{ mm}$$

$$d_2 = 26,32 \text{ mm}$$

$$d_3 = 12,18 \text{ mm}$$

**Untuk bidang 1**

$$I_1 = \frac{b_1 \cdot h_1^3}{12} + A_1 \cdot d_1^2$$

$$I_1 = \frac{3 \text{ mm} \cdot (80)^3 \text{ mm}}{12} + 240 \text{ mm}^2 \cdot (12,18)^2 \text{ mm}$$

$$I_1 = 128.000 \text{ mm}^4 + 35.604,57 \text{ mm}^4$$

$$I_1 = 163.604,57 \text{ mm}^4$$

**Untuk bidang 2**

$$I_2 = \frac{b_2 \cdot h_2^3}{12} + A_2 \cdot d_2^2$$

$$I_2 = \frac{74 \text{ mm} \cdot 3 \text{ mm}^3}{12} + 222 \text{ mm}^2 \cdot (26,32)^2 \text{ mm}$$

$$I_2 = 166,5 \text{ mm}^4 + 153.788,81 \text{ mm}^4$$

$$I_2 = 153.955,31 \text{ mm}^4$$

**Untuk bidang 3**

$$I_3 = \frac{b_3 \cdot h_3^3}{12} + A_3 \cdot d_3^2$$

$$I_3 = \frac{3 \text{ mm} \cdot (80)^3 \text{ mm}}{12} + 240 \text{ mm}^2 \cdot (12,18)^2 \text{ mm}$$

$$I_3 = 128.000 \text{ mm}^4 + 35.604,57 \text{ mm}^4$$

$$I_3 = 163.604,57 \text{ mm}^4$$

$$I_{\text{Total}} = 163.604,57 \text{ mm}^4 + 153.955,31 \text{ mm}^4 + 163.604,57 \text{ mm}^4$$

$$I_{\text{Total}} = 481.164,45 \text{ mm}^4$$

Maka dapat dicari Tegangan Maksimum yang terjadi pada penyangga nomor 2 dengan rumus sebagai berikut:

$$\sigma_{\text{Max}} = \frac{M_B \cdot CB}{I_{\text{Total}}}$$

$$\sigma_{\text{Max}} = \frac{203.979,95 \text{ Nmm} \cdot 52,18 \text{ mm}}{481.164,45 \text{ mm}^4}$$

$$\sigma_{\text{Max}} = \frac{10.643.673,79 \text{ Nmm}^2}{481.164,45 \text{ mm}^4}$$

$$\sigma_{\text{Max}} = 22,12 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\sigma_{\text{Max}} = 22,12 \text{ Mpa}$$

Dari perhitungan teoritis didapatkan Tegangan Maksimum sebesar 22,12 Mpa

### 4.3.3 Tegangan Ijin dan Syarat Aman

Supaya rangka mesin ini aman, maka besarnya tegangan yang terjadi harus lebih kecil atau sama dengan tegangan ijinnya.

**Tabel 4.1 Tabel Properties**

Properties	Gray	CGI	Ductile
Tensile Strength (MPa)	250	450	750
Young Modulus (GPa)	105	145	160
Fatigue Resistance (MPa)	110	200	250
Heat Conductivity (W/(mK))	48	37	28
Hardness (HB)	179-202	217-241	217-255
Relative Damping Capacity	1.0	0.35	0.22

(Sumber: Dawson, 2001)

Dari tabel properties didapatkan Tensile Strength untuk Grey Cast Iron  $\sigma_{\text{TS}} = 250 \text{ Mpa}$ , sedangkan untuk safety factor dipilih 2 karena pada rangka mesin ini beban yang diterima adalah beban statis.

**Tabel 4.2 Hasil Perhitungan**

No.	Metode Perhitungan	Hasil
1.	Analisa Numerik	21,836 Mpa
2.	Teoritis	22,12 Mpa

Dari hasil perhitungan didapatkan selisih antara analisa numerik menggunakan software ANSYS dan perhitungan secara teoritis yaitu sebesar 0,284 atau 1,3%

## Pada Analisa Numerik


$$\sigma_{\max} \leq \sigma_i$$
$$\sigma_{\max} \leq \frac{\sigma_{TS}}{sf}$$
$$\sigma_{\max} \leq \frac{250 \text{ Mpa}}{2}$$

21,836 Mpa  $\leq$  125 Mpa (aman)

## Perhitungan Teoritis

$$\sigma_{\max} \leq \sigma_i$$
$$\sigma_{\max} \leq \frac{\sigma_{TS}}{sf}$$
$$\sigma_{\max} \leq \frac{250 \text{ Mpa}}{2}$$

22,12 Mpa  $\leq$  125 Mpa (aman)

Maka, dari hasil perhitungan secara teoritis maupun analisa numerik dengan menggunakan software, rangka mesin hammer mill dapat dinyatakan **aman** dan didapatkan titik yang paling kritis terhadap tegangan maksimum.

## BAB V KESIMPULAN DAN SARAN

### 5.1 Kesimpulan

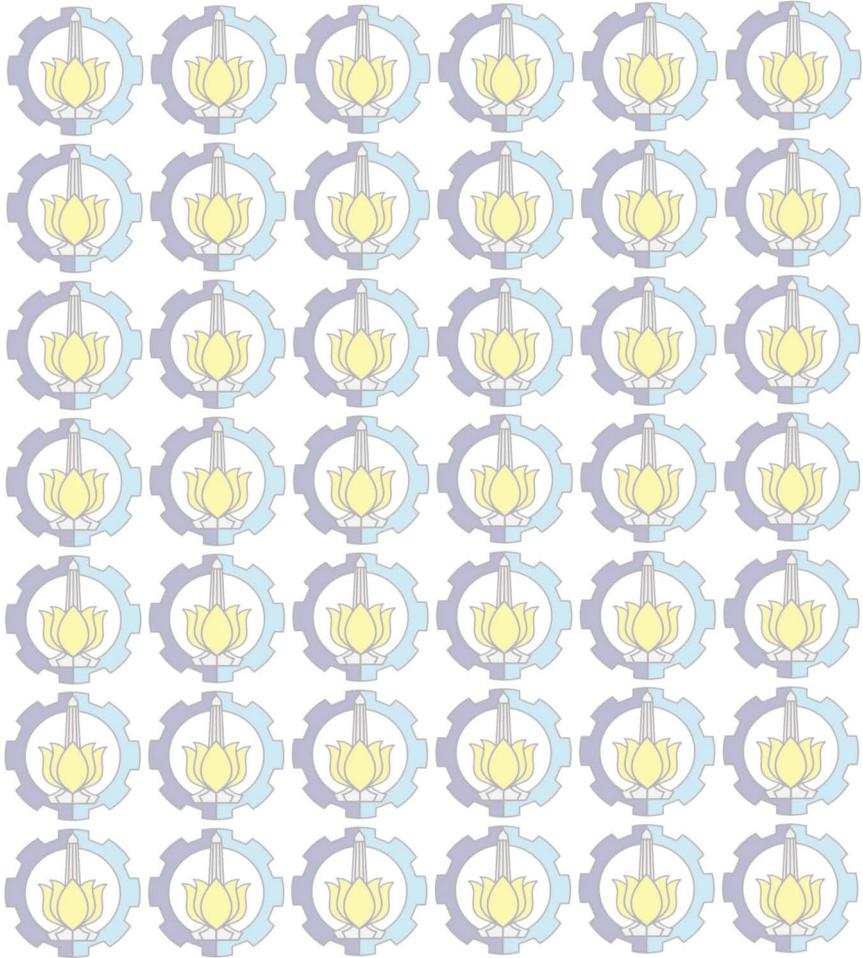
Dari hasil perencanaan, perhitungan, serta pembuatan mesin hammer mill untuk mencacah limbah roti dengan transmisi belt dan pulley, dapat disimpulkan sebagai berikut:

1. Didapatkan sistem transmisi yang digunakan:  
Ukuran diameter pulley:
  - Diameter pulley penggerak 100 mm
  - Diameter pulley yang digerakkan 400 mmPanjang V-Belt didapatkan 2.032,38 mm, maka untuk aplikasinya akan digunakan panjang belt 2057 mm dan tipe yang digunakan adalah tipe B.
2. Daya yang dibutuhkan sebesar 7,5 HP, maka digunakan motor diesel dengan daya 8 HP dan putaran mesin sebesar 1200 rpm agar didapatkan putaran pada poros penggerak sebesar 300 rpm sehingga sesuai dengan kapasitas produksi.
3. Pada analisa kekuatan rangka dimana difokuskan pada bagian rangka yang terkena beban paling tinggi sebesar 1675,4 N, dari analisa numerik dengan menggunakan metode elemen hingga didapatkan Tegangan Maksimum sebesar 21,836 Mpa dan pada perhitungan teoritis didapatkan 22,12 Mpa, sehingga pembebanan statis yang terjadi pada rangka dinyatakan aman karena tegangan maksimum tidak melebihi tegangan ijin.
4. Hasil rancangan dan perhitungan menunjukkan bahwa rancangan mesin hammer mill untuk mencacah limbah roti yang meliputi v-belt, pulley, pasak, dan analisa kekuatan rangka sudah sesuai perencanaan.
5. Alat yang dibuat sesuai perencanaan dan mampu beroperasi dengan baik, meskipun ada sedikit kendala.

### 5.2 Saran

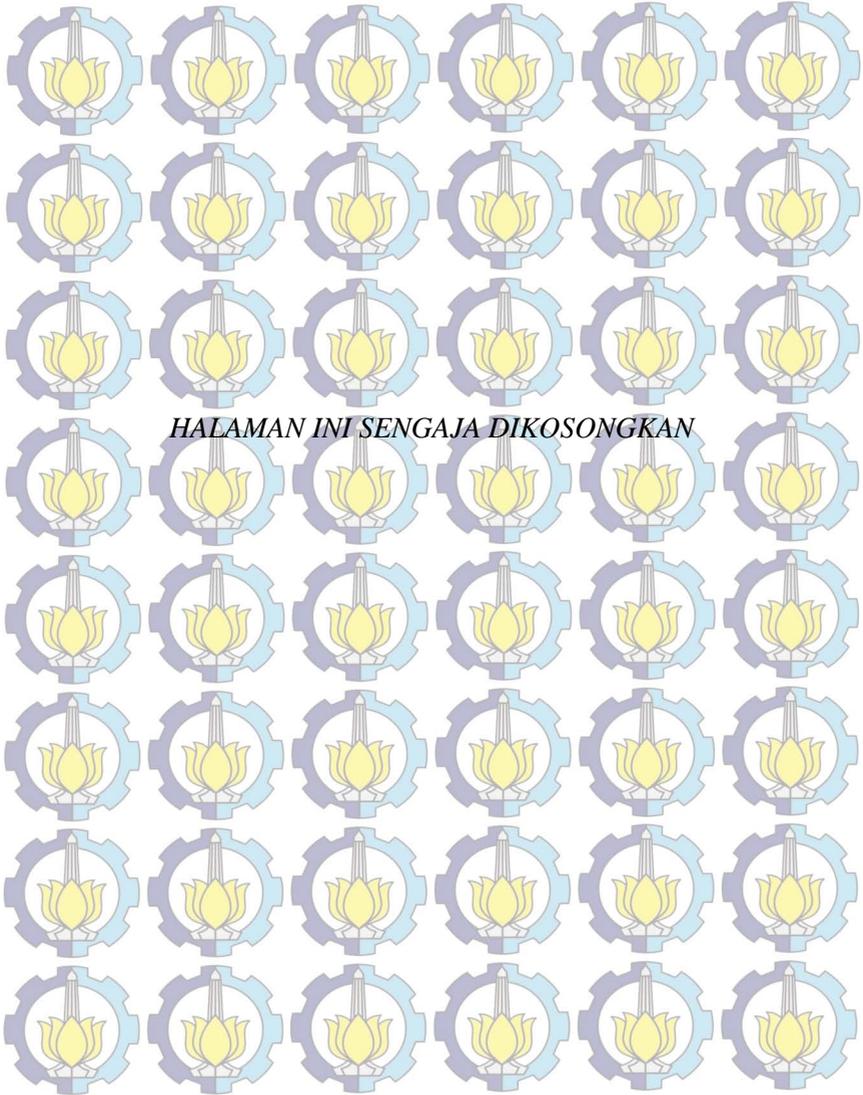
Dari hasil perancangan serta pembuatan alat, output yang dihasilkan yaitu berupa alat sudah cukup baik meskipun ada beberapa ketidaksesuaian yang meliputi proses manufaktur. Untuk

kedepannya harus lebih diperhatikan lagi proses manufaktur maupun perhitungan dan perencanaannya sehingga didapatkan hasil alat yang lebih maksimal. Diharapkan pada penelitian kedepan dapat memberikan inovasi yang lebih baik lagi dibandingkan alat yang sudah ada sekarang, sehingga mampu memenuhi segala kekurangan dan keterbatasan yang ada terutama dalam proses produksi pakan ternak.



## DAFTAR PUSTAKA

1. Sularso, Suga, Kiyokatsu. 1991. *Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin 10<sup>th</sup> Edition*. Jakarta : PT. Pradnya Paramita.
2. Suhariyanto, Syamsul Hadi 2011. *Diktat Elemen Mesin I* Surabaya: Program Studi D3 Teknik Mesin FTI-ITS.
3. Suhariyanto, Syamsul Hadi, 2004. *Elemen Mesin II*. Surabaya: Program Studi D3 Teknik Mesin FTI-ITS.
4. Hibbeler, R.:C., 2001, *Engineering Mechanics : Dynamics :* Upper Saddle River, Prentice-Hall.
5. Adhi, [www.adhi-ok.com](http://www.adhi-ok.com), *Mechanical Engineering: Theory Making Crusher Machine*, diakses pada tanggal 7 Juni 2014
6. Pinem, Mhd.Daud. 2010. *Analisis Struktur dengan Metode Elemen Hingga (Finite Elemen Method)*. Bandung: Rekayasa Sains



*HALAMAN INI SENGAJA DIKOSONGKAN*

# LAMPIRAN 1

## Tabel 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 lbf/ft <sup>3</sup>	1 lbf/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 Konversi

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 N/m <sup>2</sup> = 1 kg/in·s <sup>2</sup>	1 lbf/in. <sup>2</sup> = 6.894 757 kPa
1 bar	= $1.0 \times 10^5$ Pa = 100 kPa	
1 atm	= 101.325 kPa	1 atm = 14.695 94 lbf/in. <sup>2</sup>
	= 1.01325 bar	= 29.921 in. Hg [32 F]
	= 760 mm Hg [0°C]	= 33.899 5 ft H <sub>2</sub> O [4°C]
	= 10.332 56 m H <sub>2</sub> O [4°C]	
1 torr	= 1 mm Hg [0°C]	1 psi = 0.06895 bar
1 mm Hg [0°C]	= 0.133 322 kPa	1 in. Hg [0°C] = 0.49115 lbf/in. <sup>2</sup>
1 m H <sub>2</sub> O [4°C]	= 9.806 38 kPa	1 in. H <sub>2</sub> O [4°C] = 0.036126 lbf/in. <sup>2</sup>
<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

## Tabel Konversi

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 (Zg)</b>	
$1 \text{ m-g}_{\text{sid}} = 9.80665 \times 10^{-3} \text{ kJ/kg}$	$1 \text{ ft-g}_{\text{sid}} = 1.0 \text{ lbf-ft/lbm}$
$= 4.21607 \times 10^{-3} \text{ Btu/lbm}$	$= 0.001285 \text{ Btu/lbm}$
	$= 0.002989 \text{ kJ/kg}$
<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>	
$1 \text{ K} = 1 \text{ }^\circ\text{C} = 1.8 \text{ R} = 1.8 \text{ F}$	$1 \text{ R} = (5/9) \text{ K}$
$\text{TC} = \text{TK} - 273.15$	$\text{TF} = \text{TR} - 459.67$
$= (\text{TF} - 32)/1.8$	$= 1.8 \text{ TC} + 32$
$\text{TK} = \text{TR}/1.8$	$\text{TR} = 1.8 \text{ TK}$
<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>	
$1 \text{ m}^3 = 35.3147 \text{ ft}^3$	$1 \text{ ft}^3 = 2.831685 \times 10^{-2} \text{ m}^3$
$1 \text{ L} = 1 \text{ dm}^3 = 0.001 \text{ m}^3$	$1 \text{ in.}^3 = 1.6387 \times 10^{-5} \text{ m}^3$
$1 \text{ Gal (US)} = 3.785412 \text{ L}$	$1 \text{ Gal (UK)} = 4.546090 \text{ L}$
$= 3.785412 \times 10^{-3} \text{ m}^3$	$1 \text{ Gal (US)} = 231.00 \text{ in.}^3$

## Tabel Konversi

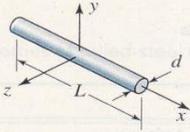
**TABLE A-1**  
Customary units and their SI equivalents

Quantity	Customary units				SI units	
	Metric		British			
	Unit symbol	Conversion factor	Unit symbol	Conversion factor	Unit name	Unit symbol
Acceleration	gal	0.01	ft/s <sup>2</sup>	0.3048	meter per square second	m/s <sup>2</sup>
			in/s <sup>2</sup>	0.0254		
Angle					radian	rad
Area	a	100	in <sup>2</sup>	0.0645 × 10 <sup>-2</sup>	square meter	m <sup>2</sup>
			ft <sup>2</sup>	0.0929		
Density (mass)	kg/dm <sup>3</sup>	10 <sup>3</sup>	lb/in <sup>3</sup>	2.768 × 10 <sup>4</sup>	kilogram per cubic meter	kg/m <sup>3</sup>
			lb/ft <sup>3</sup>	16.019		
Density (weight)	kgf/m <sup>3</sup>	9.80665	lb/ft <sup>3</sup>	157.08	newton per cubic meter	N/m <sup>3</sup>
Dynamic viscosity	cP	10 <sup>-3</sup>	lbf s/ft <sup>2</sup>	47.8803	pascal second	Pa s
Energy	kgf m	9.80665	ft lbf	1.356	joule	J (= N m)
Force	kgf	9.80665	lbf	4.448	newton	N = kg m/s <sup>2</sup>
			kip	4.448		
Frequency	c/s	1			hertz	Hz (= s <sup>-1</sup> )
Impulse	kgf s	9.80665	lbf s	4.448	newton second	N s
Kinematic viscosity	cSt	10 <sup>-6</sup>	in <sup>2</sup> /s	6.4516 × 10 <sup>-4</sup>	square meter per second	m <sup>2</sup> /s
			ft <sup>2</sup> /s	9.2903 × 10 <sup>-2</sup>		
Length	mm	10 <sup>-3</sup>	ft	0.3048	meter	m
			in	0.0254		
Mass	kg	1	lb	0.4536	kilogram	kg
			slug	14.59		
			ton	907.2		
Moment of a force or torque	kgf m	9.80665	lbf ft	1.3558	newton meter	N m
			lbf in	0.1130		
Moment of inertia of a mass	kgf m s <sup>2</sup>	9.80665	lbf ft s <sup>2</sup>	1.356		N m s <sup>2</sup>
Moment of inertia of an area	cm <sup>4</sup>	10 <sup>-8</sup>	in <sup>4</sup>	0.4162 × 10 <sup>-6</sup>		m <sup>4</sup>
Power	kgf m/s	9.80665	ft lbf/s	1.356	watt	W = J/s
			hp	0.7457	kilowatt	kW
Pressure or stress	kgf/mm <sup>2</sup>	9.8066 × 10 <sup>6</sup>	lbf/ft <sup>2</sup>	47.88	pascal or newton per square meter	Pa (= N/m <sup>2</sup> )
	bar	10 <sup>5</sup>	lbf/in <sup>2</sup>	6.895 × 10 <sup>3</sup>		
	mm Hg	1.332 × 10 <sup>2</sup>	in Hg	3386	meter	Pa
Quantity of heat	cal	4.1868	Btu	1.055 × 10 <sup>3</sup>	joule	J
Thermal conductivity	cal/cm s °C	4.1868 × 10 <sup>2</sup>	Btu/ft h °F	1.7307	watt per meter	W/m K
	kcal/m h °C	1.1630			kelvin	
Time	s	1	s	1	second	s
Velocity	km/h	0.2778	ft/s	0.3048	meter per second	m/s
			in/s	0.0254		
			mph	0.447		

\* kg m<sup>2</sup> is another unit, which is used for mass moment of inertia.

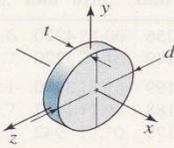
# Momen Inersia

## 1. Slender rod



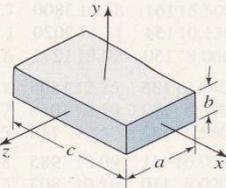
$$m = \frac{\pi d^2 L \rho}{4}$$
$$I_y = I_z = \frac{m L^2}{12}$$

## 2. Thin disk



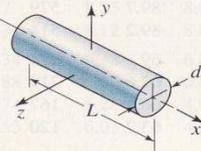
$$m = \frac{\pi d^2 t \rho}{4}$$
$$I_x = \frac{m d^2}{8}$$
$$I_y = I_z = \frac{m d^2}{16}$$

## 3. Rectangular prism



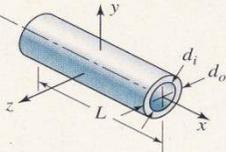
$$m = abc\rho$$
$$I_x = \frac{m}{12}(a^2 + b^2)$$
$$I_y = \frac{m}{12}(a^2 + c^2)$$
$$I_z = \frac{m}{12}(b^2 + c^2)$$

## 4. Cylinder



$$m = \frac{\pi d^2 L \rho}{4}$$
$$I_x = \frac{m d^2}{8}$$
$$I_y = I_z = \frac{m}{48}(3d^2 + 4L^2)$$

## 5. Hollow cylinder



$$m = \frac{\pi L \rho}{4} (d_o^2 - d_i^2)$$
$$I_x = \frac{m}{8} (d_o^2 + d_i^2)$$
$$I_y = I_z = \frac{m}{48} (3d_o^2 + 3d_i^2 + 4L^2)$$

## LAMPIRAN 2

### Faktor Koreksi Beban ( $F_a$ )

Service factors  $C_s$  for V-belt and flat belt drives

Driven machinery	Power source	
	Normal torque characteristic	High or nonuniform torque
Uniform	1.0-1.2	1.1-1.3
Light shock	1.1-1.3	1.2-1.4
Medium shock	1.2-1.4	1.4-1.6
Heavy shock	1.3-1.5	1.5-1.8

Source: Eagle Belting Co., Des Plaines, Illinois; table reproduced from J. E. Shigley and C. R. Mischke, *Mechanical Engineering Design*, McGraw-Hill Book Company, New York, 1989.

### Faktor Diameter Kecil ( $F_b$ )

Small-diameter factor,  $F_b$

Speed ratio range	Small diameter factor
1.000–1.019	1.00
1.020–1.032	1.01
1.033–1.055	1.02
1.056–1.081	1.03
1.082–1.109	1.04
1.110–1.142	1.05
1.143–1.178	1.06
1.179–1.222	1.07
1.223–1.274	1.08
1.275–1.340	1.09
1.341–1.429	1.10
1.430–1.562	1.11
1.563–1.814	1.12
1.815–2.948	1.13
$\geq 1.949$	1.14

Source: IS 2494, 1964.

## Faktor Koreksi Panjang Belt ( $F_c$ )

Correction factors for belt length,  $F_c$

Nominal inside length, mm	Belt cross-section					Nominal inside length, mm	Belt cross-section				
	A	B	C	D	E		A	B	C	D	E
610	0.80	—	—	—	—	2159	1.05	0.99	0.90	—	—
660	0.81	—	—	—	—	2286	1.06	1.00	0.91	—	—
711	0.82	—	—	—	—	2438	1.08	—	0.92	—	—
787	0.84	—	—	—	—	2464	—	1.02	—	—	—
813	0.85	—	—	—	—	2540	—	1.03	—	—	—
889	0.87	0.81	—	—	—	2667	1.10	1.04	0.94	—	—
914	0.87	—	—	—	—	2845	1.11	1.05	0.95	—	—
965	0.88	0.83	—	—	—	3048	1.13	1.07	0.97	0.86	—
991	0.88	—	—	—	—	3150	—	—	0.97	—	—
1016	0.89	0.84	—	—	—	3251	1.14	1.08	0.98	0.87	—
1067	0.90	0.85	—	—	—	3404	—	—	0.99	—	—
1092	0.90	—	—	—	—	3658	—	1.11	1.00	0.90	—
1168	0.92	0.87	—	—	—	4013	—	1.13	1.02	0.92	—
1219	0.93	0.88	—	—	—	4115	—	1.14	1.03	0.92	—
1295	0.94	0.89	0.80	—	—	4394	—	1.15	1.04	0.93	—
1372	—	0.90	—	—	—	4572	—	1.16	1.05	0.94	—
1397	0.96	0.90	—	—	—	4953	—	1.18	1.07	0.96	—
1422	0.96	0.90	—	—	—	5334	—	1.19	1.08	0.96	0.94
1473	0.97	—	—	—	—	6045	—	—	1.11	1.00	0.96
1524	0.98	0.92	0.82	—	—	6807	—	—	1.14	1.03	0.99
1600	0.99	—	—	—	—	7569	—	—	1.16	1.05	1.01
1626	0.99	—	—	—	—	8331	—	—	1.19	1.07	1.03
1651	1.00	0.94	—	—	—	9093	—	—	1.21	1.09	1.05
1727	1.00	0.95	0.85	—	—	9855	—	—	1.23	1.11	1.07
1778	1.01	0.95	—	—	—	10617	—	—	1.24	1.12	1.09
1905	1.02	0.97	0.87	—	—	12141	—	—	—	1.16	1.12
1981	1.03	0.98	—	—	—	13665	—	—	—	1.18	1.14
2032	1.04	—	—	—	—	15189	—	—	—	1.20	1.17
2057	1.04	0.98	0.89	—	—	16713	—	—	—	1.23	1.19

Source: IS 2494, 1964.

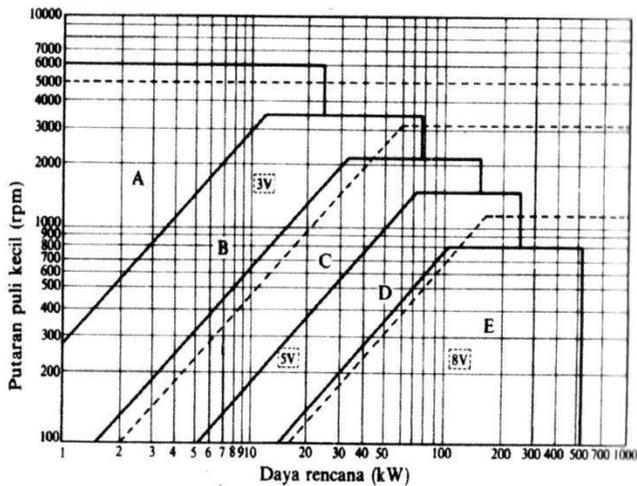
## Faktor Koreksi Sudut Kontak ( $F_d$ )

Correction factors for arc of contact,  $F_d$

Arc of contact on smaller pulley, deg	Correction factor (proportion of 180° rating)		Arc of contact on smaller pulley, deg	Correction factor (proportion of 180° rating)	
	VV	V-flat		VV	V-flat
180	1.00	0.75	133	0.87	0.86
177	0.99	0.76	130	0.86	0.86
174	0.99	0.76	127	0.85	0.85
171	0.98	0.77	123	0.83	0.83
169	0.97	0.78	120	0.82	0.82
166	0.97	0.79	117	0.81	0.81
163	0.96	0.79	113	0.80	0.80
160	0.95	0.80	110	0.78	0.78
157	0.94	0.81	106	0.77	0.77
154	0.93	0.81	103	0.75	0.75
151	0.93	0.82	99	0.73	0.73
148	0.92	0.83	95	0.72	0.72
145	0.91	0.83	91	0.70	0.70
142	0.90	0.84	87	0.68	0.68
139	0.89	0.85	83	0.65	0.65
136	0.88	0.85			

Source: IS 2494, 1964.

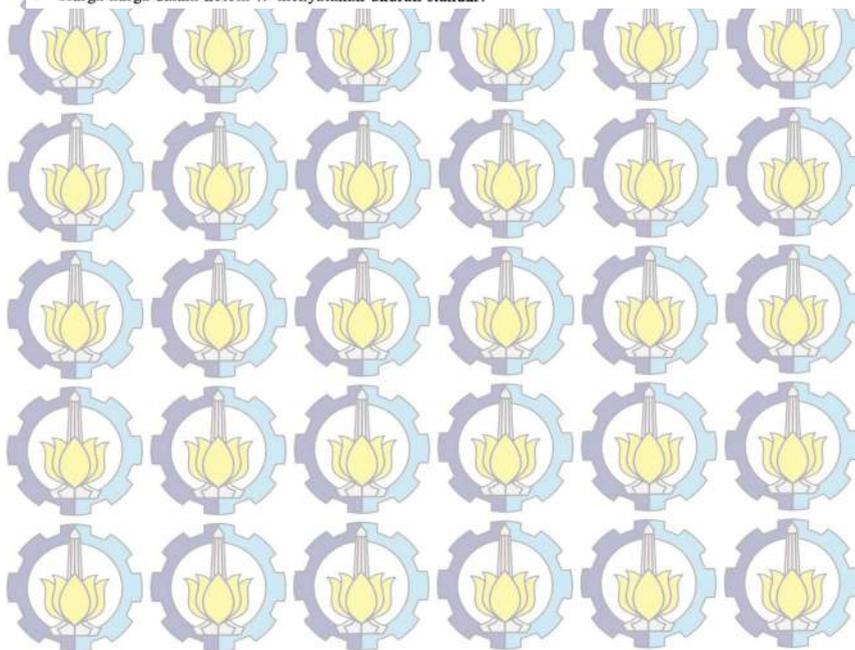
## Pemilihan Belt



Tabel Ukuran V-Belt

Penampang sabuk-V	Diameter nominal (diameter lingkaran jarak bagi $d_p$ )	$\alpha(^{\circ})$	$W^*$	$L_o$	$K$	$K_o$	$e$	$f$
A	71 – 100	34	11,95	9,2	4,5	8,0	15,0	10,0
	101 – 125	36	12,12					
	126 atau lebih	38	12,30					
B	125 – 160	34	15,86	12,5	5,5	9,5	19,0	12,5
	161 – 200	36	16,07					
	201 atau lebih	38	16,29					
C	200 – 250	34	21,18	16,9	7,0	12,0	25,5	17,0
	251 – 315	36	21,45					
	316 atau lebih	38	21,72					
D	355 – 450	36	30,77	24,6	9,5	15,5	37,0	24,0
	451 atau lebih	38	31,14					
E	500 – 630	36	36,95	28,7	12,7	19,3	44,5	29,0
	631 atau lebih	38	37,45					

\* Harga-harga dalam kolom  $W$  menyatakan ukuran standar.



V-Belt Standar (bertanda\*)

Penampang A			Penampang B		
13	* 65	117	16	* 68	*120
14	* 66	*118	17	* 69	121
15	* 67	119	18	* 70	*122
16	* 68	*120	19	* 71	123
*17	* 69	121	20	* 72	124
*18	* 70	*122	21	* 73	*125
*19	* 71	123	22	* 74	126
*20	* 72	124	23	* 75	127
*21	* 73	*125	24	* 76	*128
*22	* 74	126	*25	* 77	129
*23	* 75	127	*26	* 78	*130
*24	* 76	*128	*27	* 79	131
*25	* 77	129	*28	* 80	*132
*26	* 78	*130	*29	* 81	133
*27	* 79	131	*30	* 82	134
*28	* 80	132	*31	* 83	*135
*29	* 81	133	*32	* 84	136
*30	* 82	134	*33	* 85	137
*31	* 83	*135	*34	* 86	*138
*32	* 84	136	*35	* 87	139
*33	* 85	137	*36	* 88	*140
*34	* 86	138	*37	* 89	141
*35	* 87	139	*38	* 90	*142
*36	* 88	*140	*39	* 91	143
*37	* 89	141	*40	* 92	144
*38	* 90	142	*41	* 93	*145
*39	* 91	143	*42	* 94	146
*40	* 92	144	*43	* 95	147
*41	* 93	*145	*44	* 96	*148
*42	* 94	146	*45	* 97	149
*43	* 95	147	*46	* 98	*150
*44	* 96	148	*47	* 99	151
*45	* 97	149	*48	*100	152
*46	* 98	*150	*49	101	153
*47	* 99	151	*50	*102	154
*48	*100	152	*51	103	*155
*49	101	153	*52	104	156
*50	*102	154	*53	*105	157
*51	103	*155	*54	106	158
*52	104	156	*55	107	159
*53	*105	157	*56	*108	*160
*54	106	158	*57	109	161
*55	107	159	*58	*110	162
*56	*108	*160	*59	111	163
*57	109	161	*60	*112	164
*58	*110	162	*61	113	*165
*59	111	163	*63	114	166
*60	*112	164	*63	*115	167
*61	113	*165	*64	116	168
*62	114	166	*65	117	169
*63	*115	167	*66	*118	*170
*64	116	168	*67	119	171

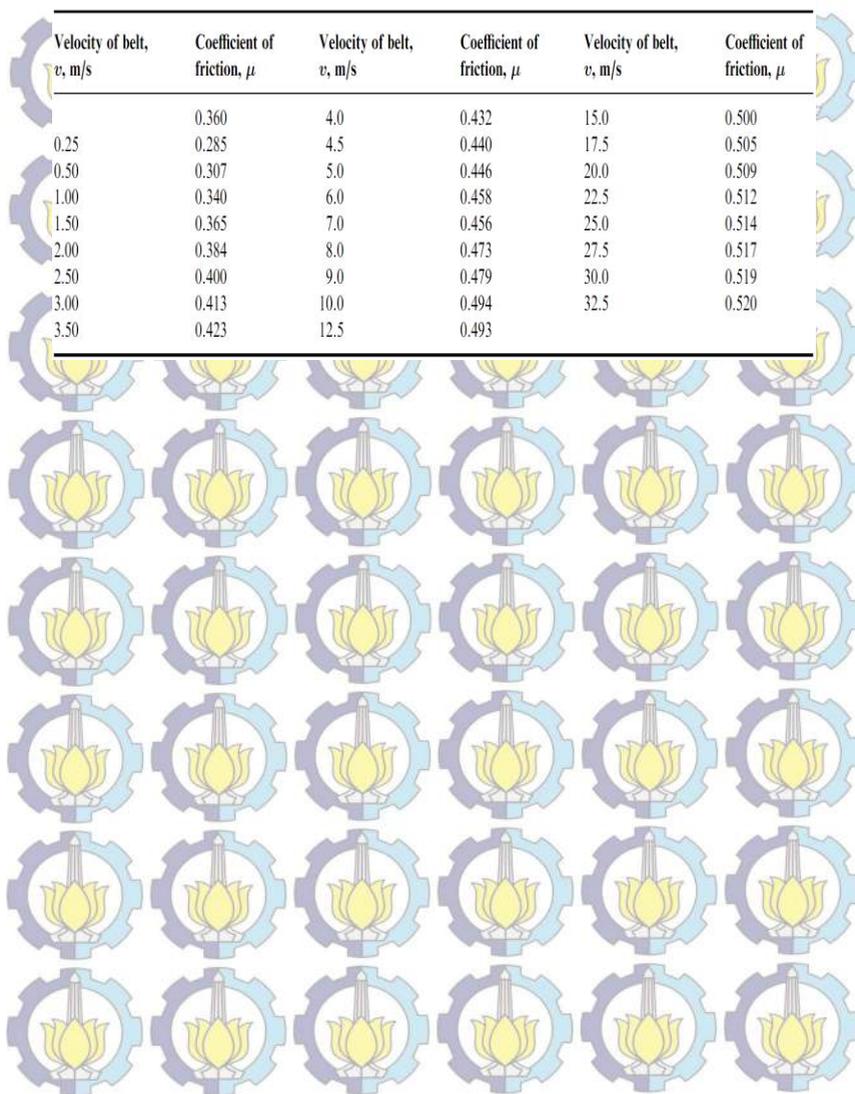
## Panjang V-Belt Standar

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

## Tabel Koefisien Gesek

Coefficients of frictions of leather belts on iron pulleys depending on velocity of belt

Velocity of belt, $v$ , m/s	Coefficient of friction, $\mu$	Velocity of belt, $v$ , m/s	Coefficient of friction, $\mu$	Velocity of belt, $v$ , m/s	Coefficient of friction, $\mu$
	0.360	4.0	0.432	15.0	0.500
0.25	0.285	4.5	0.440	17.5	0.505
0.50	0.307	5.0	0.446	20.0	0.509
1.00	0.340	6.0	0.458	22.5	0.512
1.50	0.365	7.0	0.456	25.0	0.514
2.00	0.384	8.0	0.473	27.5	0.517
2.50	0.400	9.0	0.479	30.0	0.519
3.00	0.413	10.0	0.494	32.5	0.520
3.50	0.423	12.5	0.493		

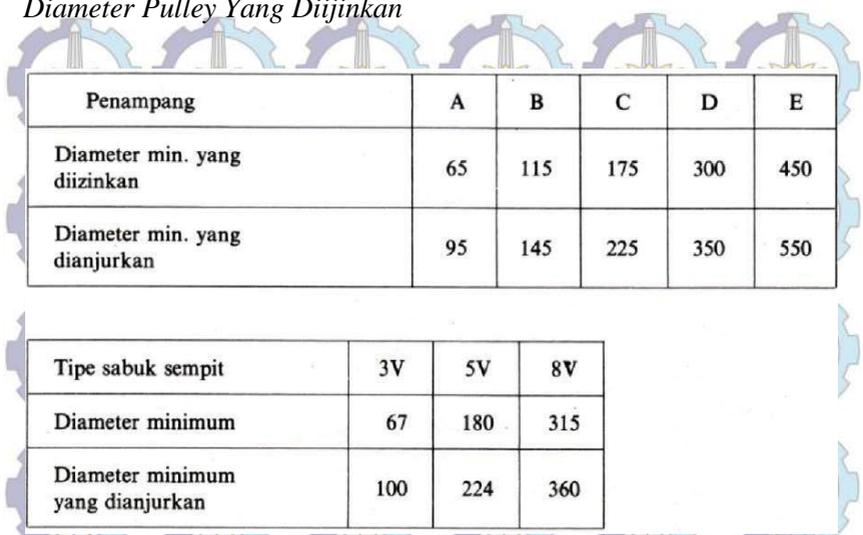
The table is set against a decorative background. It features a grid of repeating motifs: a blue gear with a yellow lotus flower in the center. The gears are arranged in a staggered pattern, and the lotus flowers are also arranged in a staggered pattern, creating a textured, mechanical aesthetic.

Faktor koresi ( $f_c$ )

Mesin yang digerakkan		Penggerak					
		Momen puntir puncak $\leq 200\%$			Momen puntir puncak $> 200\%$		
		Motor arus bolak-balik (momen normal, sangkar bajing, sinkron), motor arus searah (lilitan shunt)			Motor arus bolak-balik (momen tinggi, fasa tunggal, lilitan seri), motor arus searah (lilitan kompon, 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 tugas ringan	1,0	1,1	1,2	1,2	1,3	1,4
Variasi beban kecil	Konveyor sabuk (pasir, batu bara), pengaduk, kipas angin (lebih dari 7,5 kW), mesin torak, peluncur, mesin perkakas, mesin percetakan.	1,2	1,3	1,4	1,4	1,5	1,6
Variasi beban sedang	Konveyor (ember, sekrup), pompa torak, kompresor, gilingan palu, pengocok, roots-blower, mesin tekstil, mesin kayu	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8
Variasi beban besar	Penghancur, gilingan bola atau batang, pengangkat, mesin pabrik karet (rol, kalender)	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9	2,0

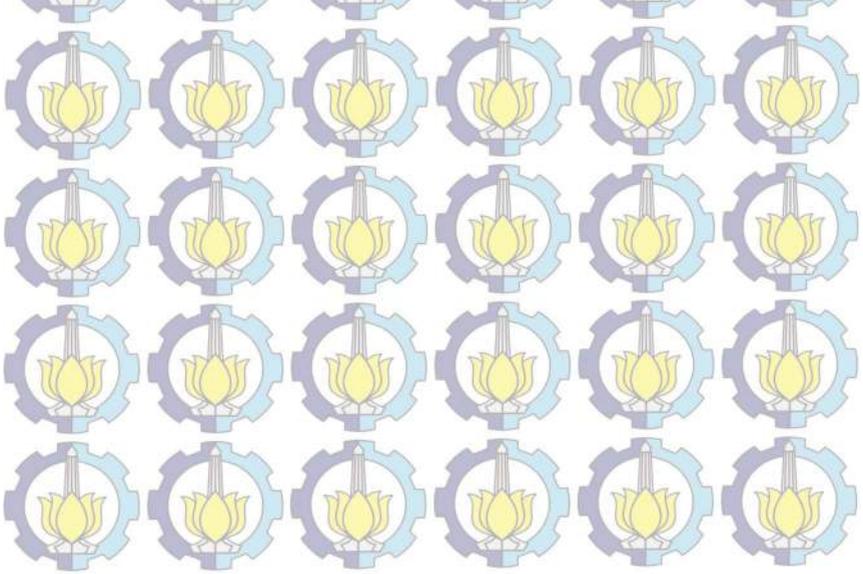
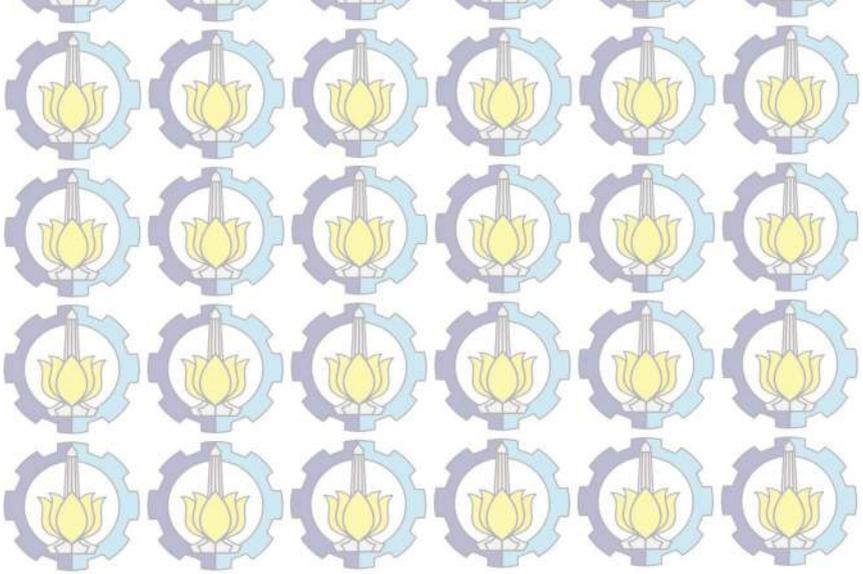
### LAMPIRAN 3

#### *Diameter Pulley Yang Diijinkan*



Penampang	A	B	C	D	E
Diameter min. yang diizinkan	65	115	175	300	450
Diameter min. yang dianjurkan	95	145	225	350	550

Tipe sabuk sempit	3V	5V	8V
Diameter minimum	67	180	315
Diameter minimum yang dianjurkan	100	224	360



Tabel Diameter Pulley

DM	Groove	Bush no	Max Bore	Fig	B	J	K	L	M	N	Weight
250	1	2012	50	7	16	221	8	32	8	112	2,8
	2	2012	50	7	28	221	2	32	2	112	3,5
	3	2012	50	8	40	221	4	32	4	112	4,3
	4	2517	65	8	52	221	3,5	45	3,5	124	5,7
	5	2517	65	8	64	221	9,5	45	9,5	124	6,4
	6	2517	65	8	76	221	15,5	45	15,5	124	7
	8	3020	75	8	100	221	24,5	51	24,5	145	10,5
	280	1	2012	50	7	16	251	8	32	8	112
2		2012	50	7	28	251	2	32	2	112	4
3		2517	65	7	40	251	2,5	45	2,5	124	5,3
4		2517	65	8	52	251	3,5	45	3,5	124	6,4
5		2517	65	8	64	251	9,5	45	9,5	124	7,1
6		2517	65	8	76	251	15,5	45	15,5	124	7,8
8		3020	75	8	100	251	24,5	51	24,5	145	10,8
315		1	2012	50	7	16	286	8	32	8	112
	2	2012	50	7	28	286	2	32	2	112	4,2
	3	2517	65	7	40	286	2,5	45	2,5	124	6,1
	4	2517	65	8	52	286	3,5	45	3,5	124	7,6
	5	2517	65	8	64	286	9,5	45	9,5	124	8,6
	6	2517	65	8	76	286	15,5	45	15,5	124	9,3
	8	3020	75	8	100	286	24,5	51	24,5	145	12,9
	355	1	2012	50	7	16	326	8	32	8	112
2		2012	50	7	28	326	2	32	2	112	5,1
3		2517	65	7	40	326	2,5	45	2,5	124	7,3
4		2517	65	8	52	326	3,5	45	3,5	124	8,9
5		2517	65	8	64	326	9,5	45	9,5	124	10
6		2517	65	8	76	326	15,5	45	15,5	124	10,7
8		3020	75	8	100	326	12	76	12	145	16
400		1	2012	50	7	16	371	8	32	8	112
	2	2517	65	7	28	371	8,5	45	8,5	124	6,3
	3	2517	65	7	40	371	2,5	45	2,5	124	8
	4	2517	65	8	52	371	3,5	45	3,5	124	10,1
	5	3020	75	8	64	371	6,5	51	6,5	145	11,7
	6	3020	75	8	76	371	12,5	51	12,5	145	14,5
	8	3030	75	8	100	371	12	76	12	145	18,2
	450	1	2517	65	7	16	424	14,5	45	14,5	120
2		2517	65	7	28	424	8,5	45	8,5	120	8,2
3		2517	65	7	40	424	2,5	45	2,5	120	9,8
4		3020	75	8	52	424	0,5	51	0,5	145	11,8
5		3020	75	8	64	424	6,5	51	6,5	145	13,9
6		3030	75	8	76	424	-	76	-	145	16,9
8		3535	90	8	100	424	5,5	89	5,5	178	24



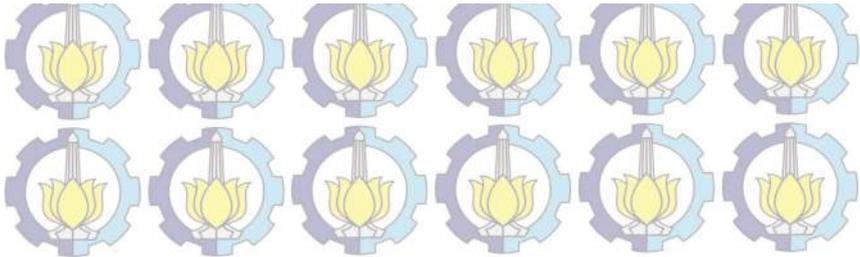
# LAMPIRAN 4

## Tabel Pasak Segi Empat

Shaft Diameter	Width and Thickness of Key, $W \times H$	Bottom of Key-seat to Opposite side of Shaft, $S$	Shaft Diameter	Width and Thickness of Key, $W \times H$	Bottom of Key-seat to Opposite Side of Shaft, $S$	Shaft Diameter	Width and Thickness of Key, $W \times H$	Bottom of Key-seat to Opposite side of Shaft, $S$	Shaft Diameter	Width and Thickness of Key, $W \times H$	Bottom of Key-seat to Opposite Side of Shaft, $S$
$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{8}$	0.430	$1\frac{7}{16}$	$\frac{3}{8}$	1.225	$2\frac{3}{8}$	$\frac{5}{8}$	2.021	$3\frac{7}{8}$	1	3.309
$\frac{9}{16}$	$\frac{1}{8}$	0.493	$1\frac{7}{8}$	$\frac{3}{8}$	1.289	$2\frac{7}{16}$	$\frac{5}{8}$	2.084	$3\frac{15}{16}$	1	3.373
$\frac{5}{8}$	$\frac{3}{16}$	0.517	$1\frac{9}{16}$	$\frac{3}{8}$	1.352	$2\frac{1}{2}$	$\frac{5}{8}$	2.148	4	1	3.437
$\frac{11}{16}$	$\frac{3}{16}$	0.581	$1\frac{5}{8}$	$\frac{3}{8}$	1.416	$2\frac{5}{8}$	$\frac{5}{8}$	2.275	$4\frac{1}{4}$	1	3.690
$\frac{3}{4}$	$\frac{3}{16}$	0.644	$1\frac{11}{16}$	$\frac{3}{8}$	1.479	$2\frac{3}{4}$	$\frac{5}{8}$	2.402	$4\frac{7}{16}$	1	3.881
$\frac{13}{16}$	$\frac{3}{16}$	0.708	$1\frac{3}{4}$	$\frac{3}{8}$	1.542	$2\frac{7}{8}$	$\frac{3}{4}$	2.450	$4\frac{1}{2}$	1	3.944
$\frac{7}{8}$	$\frac{3}{16}$	0.771	$1\frac{13}{16}$	$1\frac{1}{2}$	1.527	$2\frac{15}{16}$	$\frac{3}{4}$	2.514	$4\frac{3}{4}$	$1\frac{1}{4}$	4.042
$\frac{15}{16}$	$\frac{1}{4}$	0.796	$1\frac{7}{8}$	$1\frac{1}{2}$	1.591	3	$\frac{3}{4}$	2.577	$4\frac{15}{16}$	$1\frac{1}{4}$	4.232
1	$\frac{1}{4}$	0.859	$1\frac{15}{16}$	$1\frac{1}{2}$	1.655	$3\frac{1}{8}$	$\frac{3}{4}$	2.704	5	$1\frac{1}{4}$	4.296
$1\frac{1}{16}$	$\frac{1}{4}$	0.923	2	$1\frac{1}{2}$	1.718	$3\frac{1}{4}$	$\frac{3}{4}$	2.831	$5\frac{1}{4}$	$1\frac{1}{4}$	4.550
$1\frac{1}{8}$	$\frac{1}{4}$	0.956	$2\frac{1}{16}$	$1\frac{1}{2}$	1.782	$3\frac{3}{8}$	$\frac{7}{8}$	2.880	$5\frac{7}{16}$	$1\frac{1}{4}$	4.740
$1\frac{3}{16}$	$\frac{1}{4}$	1.049	$2\frac{1}{8}$	$1\frac{1}{2}$	1.845	$3\frac{7}{16}$	$\frac{7}{8}$	2.944	$5\frac{1}{2}$	$1\frac{1}{4}$	4.803
$1\frac{1}{4}$	$\frac{1}{4}$	1.112	$2\frac{3}{16}$	$1\frac{1}{2}$	1.909	$3\frac{1}{2}$	$\frac{7}{8}$	3.007	$5\frac{3}{4}$	$1\frac{1}{2}$	4.900
$1\frac{5}{16}$	$\frac{5}{16}$	1.137	$2\frac{1}{4}$	$1\frac{1}{2}$	1.972	$3\frac{5}{8}$	$\frac{7}{8}$	3.140	$5\frac{15}{16}$	$1\frac{1}{2}$	5.091
$1\frac{3}{8}$	$\frac{5}{16}$	1.201	$2\frac{5}{16}$	$\frac{5}{8}$	1.957	$3\frac{3}{4}$	$\frac{7}{8}$	3.261	6	$1\frac{1}{2}$	5.155

SOURCE: ASME, ANSI Standard B17.1-1947.

\*Tolerance on  $W$  is  $-0.0020$  in. for shafts  $\frac{1}{2}$  to  $1\frac{1}{4}$  in., inclusive;  $-0.0025$  in. for shafts  $1\frac{1}{4}$  to  $3\frac{1}{4}$  in., inclusive;  $-0.0030$  in. for shafts  $3\frac{1}{4}$  to 6 in., inclusive.



## Pemilihan Pasak

Key No.	Suggested Shaft Sizes, in.	Nominal Key-Size	Height of Key, in.		Distance B-low Center*	Shearing Area, in. <sup>2</sup>
		A' x B in.	Max. C	Max. D	E in.	
204	$\frac{5}{16} - \frac{3}{8}$	$\frac{1}{16} \times \frac{1}{2}$	0.203	0.194	$\frac{3}{64}$	0.030
305	$\frac{7}{16} - \frac{1}{2}$	$\frac{3}{32} \times \frac{5}{8}$	0.250	0.240	$\frac{1}{16}$	0.052
405	$\frac{11}{16} - \frac{3}{4}$	$\frac{1}{8} \times \frac{5}{8}$	0.250	0.240	$\frac{1}{16}$	0.072
506	$\frac{13}{16} - \frac{15}{16}$	$\frac{5}{32} \times \frac{3}{4}$	0.313	0.303	$\frac{1}{16}$	0.109
507	$\frac{7}{8} - \frac{15}{16}$	$\frac{5}{32} \times \frac{7}{8}$	0.375	0.365	$\frac{1}{16}$	0.129
608	$1 - 1\frac{3}{16}$	$\frac{3}{16} \times 1$	0.438	0.428	$\frac{1}{16}$	0.178
807	$1\frac{1}{4} - 1\frac{5}{16}$	$\frac{1}{4} \times \frac{7}{8}$	0.375	0.365	$\frac{1}{16}$	0.198
809	$1\frac{1}{4} - 1\frac{3}{4}$	$\frac{1}{4} \times 1\frac{1}{8}$	0.464	0.475	$\frac{5}{64}$	0.262
810	$1\frac{1}{4} - 1\frac{3}{4}$	$\frac{1}{4} \times 1\frac{1}{4}$	0.547	0.537	$\frac{5}{64}$	0.296
812	$1\frac{1}{2} - 1\frac{3}{4}$	$\frac{1}{4} \times 1\frac{1}{2}$	0.641	0.631	$\frac{7}{64}$	0.356
1012	$1\frac{13}{16} - 2\frac{1}{2}$	$\frac{5}{16} \times 1\frac{1}{2}$	0.641	0.631	$\frac{7}{64}$	0.438
1212	$1\frac{7}{8} - 2\frac{1}{2}$	$\frac{3}{8} \times 1\frac{1}{2}$	0.641	0.631	$\frac{7}{64}$	0.517

SOURCE: ASME: AWSI Standard B17.2-1967.

\*This dimension is given to help make drawings and layouts.

†The key extends into the hub a distance of 4.2.

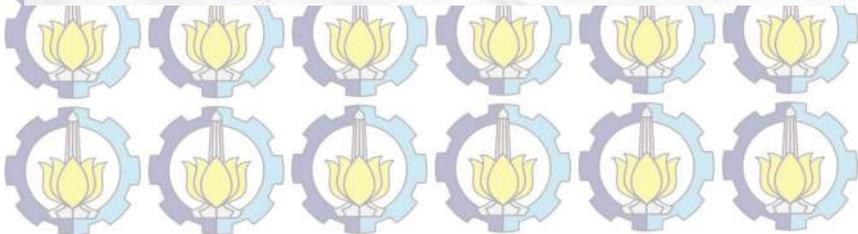
# Bahan Pasak

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

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

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

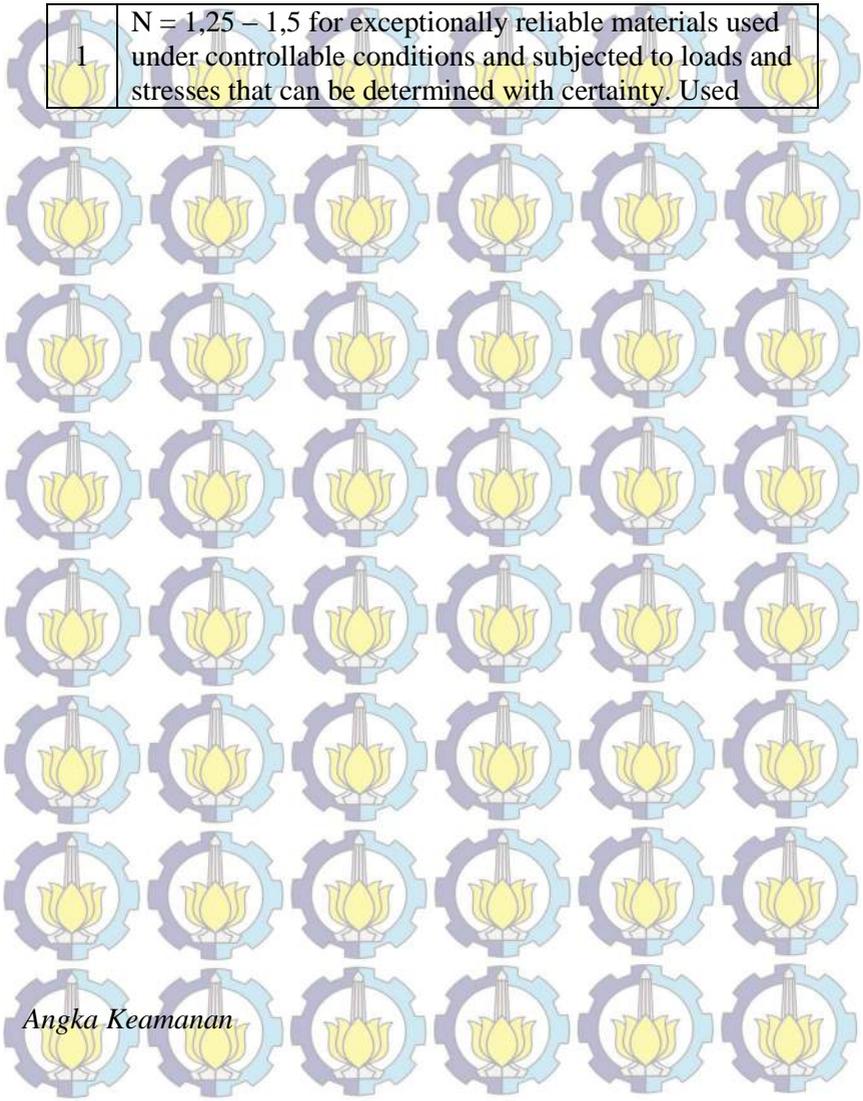
NOTE: HR = hot rolled, HRA = hot rolled annealed, CD = cold drawn, CDA = cold drawn annealed, HRN = hot rolled normalized, A = annealed, N = normalized.



## LAMPIRAN 5

*Tabel Properties Grey Cast Iron*

Properties	Gray	CGI	Ductile
Tensile Strength (MPa)	250	450	750
Young Modulus (GPa)	105	145	160
Fatigue Resistance (MPa)	110	200	250
Heat Conductivity (W/(mK))	48	37	28
Hardness (HB)	179-202	217-241	217-255
Relative Damping Capacity	1.0	0.35	0.22



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
---	--

*Angka Keamanan*

	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, 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 materials.
8	Impact forces : the factors given in items 3 to 6 are acceptable, but an impact factor should be included.
9	Brittle materials : where the ultimate strength is used as the theoretical maximum. The factors presented in items 1 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.

## BIODATA PENULIS



Penulis merupakan anak sulung dari 2 bersaudara, lahir di Nganjuk 1 April 1991. Pendidikan formal yang pernah ditempuh yaitu SDN Payaman 2 Nganjuk, SMPN 1 Nganjuk, SMAN 2 Nganjuk, setelah itu penulis melanjutkan ke jenjang yang lebih tinggi yaitu D3 Teknik Mesin FTI-ITS mengambil Bidang Studi Konversi Energi. Selama dibangku perkuliahan penulis aktif dalam kegiatan kemahasiswaan khususnya Himpunan D3 Teknik Mesin (HMDM), saat menjadi staf penulis sebagai staf Pengembangan Sumber Daya Mahasiswa 2012-2013. Setelah menjadi pengurus penulis diberi amanah oleh Kahima, sebagai Wakil Ketua Himpunan periode 2013-2014. Penulis aktif di bidang pelatihan manajerial yaitu LKMM (Latihan Keterampilan Manajemen Mahasiswa) serta menjadi alumni pelatihan pemandu LKMM IV FTI-ITS. Penulis juga aktif di Badan Koordinasi Pemandu FTI. Pengalaman Kerja Praktek pernah didapatkan penulis di PT. INDONESIA POWER UBP GRATI. Saat ini penulis sangat tertarik di bidang technopreneurship untuk mengembangkan skill di bidang wirausaha.

Cp : 085649084757

Email : [kisah.erlangga@yahoo.com](mailto:kisah.erlangga@yahoo.com)