

39059 / H / 10



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember

RSM
621.815
ULU
F-1
2009

TUGAS AKHIR-RM 0504

RANCANG BANGUN MESIN PENGURAI KAIN MENJADI SERAT

AKHMAD MIFTAKHUL ULUM
NRP.2106.039.007
YULYA AMAWATI
NRP.2106.039.018

Dosen Pembimbing
Ir.Syamsul Hadi,MT

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

PERPUSTAKAAN ITS	
Tgl. Terima	4-2-2010
Terima Dari	H
No. Agenda Prp.	516



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember

FINAL PROJECT-RM 0504

BUILT AND DESIGN OF MACHINE UNRAVEL CLOTH TO BE FIBER

AKHMAD MIFTAKHUL ULUM

NRP.2106.039.007

MULYA AMAWATI

NRP.2106.039.018

Adviser Lecturer

Dr. Syamsul Hadi, MT

DIPLOMA III MECHANICAL ENGINEERING

DEPARTMENT

Faculty Of Industrial Technology

Sepuluh Nopember Technology of Institute

Surabaya 2009

RANCANG BANGUN MESIN PENGURAI KAIN MENJADI SERAT

TUGAS AKHIR

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

Oleh :

AKHMAD MIFTAKHUL ULUM

Nrp. 2106 039 007

YULYA AMAWATI

Nrp. 2106 039 018

Disetujui oleh Dosen Pembimbing Tugas Akhir :

I. Ir. Syamsul Hadi M.P.E. (Pembimbing)



SURABAYA, 10 Desember 2009

KATA PENGANTAR

Alhamdulillah Rabbil 'Alamin, segala puji bagi Allah SWT yang telah memberikan karunia, rahmat dan hidayah-Nya sehingga penulis dapat menyelesaikan tugas akhir ini dengan judul:

"Rancang Bangun Mesin Pengurai Kain Menjadi Serat"

Tugas Akhir ini dibuat sebagai syarat kelulusan akademis dalam menempuh pendidikan Bidang Studi Elemen Mesin di Program Studi D III Teknik Mesin, Fakultas Teknologi Industri, Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya.

Dalam penyusunan tugas akhir ini, penulis banyak mendapat bantuan dan dukungan baik secara moril maupun materiil. Oleh karena itu penulis mengucapkan banyak terima kasih kepada :

1. Bapak Ir. Syamsul Hadi, MT. selaku dosen pembimbing yang telah memberi arahan dan bimbingan dalam penulisan laporan tugas akhir ini.
2. Bapak Ir. Suhariyanto, MT selaku Ketua Program Studi DIII Teknik Mesin FTI-ITS.
3. Bapak Dr. Ir. Bambang Sampurno, MT. selaku Koordinator Tugas Akhir Program Studi DIII Teknik Mesin FTI-ITS.
4. Bapak-bapak Dosen Penguji yang telah memberikan banyak saran dan kritik dalam penyempurnaan dan pengembangan Tugas Akhir ini.
5. Seluruh Dosen dan staf pengajar Program Studi DIII Teknik Mesin FTI-ITS yang telah memberikan ilmu dan membantu penulis selama duduk dibangku kuliah.
6. Bapak R. Soewandi B.E, S.Pd selaku koordinator program studi di BLKIP Surabaya.
7. Kedua orang tua serta saudara – saudara kami, yang telah memberikan dukungan berupa moral, material, maupun spiritual kepada penulis.

8. Seluruh Mahasiswa DIII Teknik Mesin FTI-ITS atas kerjasama dan kebersamaan kita selama ini.
9. Dan semua pihak yang tidak dapat penulis sebutkan satu per satu yang telah memberikan bantuan atas terselesainya laporan tugas akhir ini, kami mengucapkan banyak terima kasih.

Penulis menyadari bahwa dalam penulisan laporan Tugas Akhir ini masih terdapat kekurangan dan ketidaksempurnaan dikarenakan keterbatasan penulis, sehingga saran dan kritik dari pembaca sangat penulis harapkan demi kesempurnaan Tugas Akhir ini.

Akhir kata, penulis berharap semoga laporan tugas akhir ini dapat bermanfaat dan berarti bagi pembaca dan perkembangan ilmu pengetahuan. Amin.

Surabaya, 09 Agustus 2009

Penulis

RANCANG BANGUN MESIN PENGURAI KAIN MENJADI SERAT

Nama Mahasiswa : Akhmad Miftakhul Ulum
NRP : 2106 039 007
Nama Mahasiswa : Yulya Amawati
NRP : 2106 039 018
Jurusan : DIII Teknik Mesin Produksi FTI-ITS
Dosen Pembimbing : Ir. Syamsul Hadi ,MT

Abstrak

Perkembangan industri *Garment* semakin lama semakin mengalami kemajuan yang sangat cepat, ini dapat terlihat dari model – model pakaian yang cukup banyak. Hal ini mendorong adanya perkembangan limbah pakaian yang cukup banyak pula. Dari hasil kajian dapat disimpulkan bahwa limbah pakaian yang cukup banyak dapat menimbulkan sampah.

Dalam tugas akhir ini dilakukan perancangan suatu alat yang mengurai kain dengan menjadikan serat kain. Perancangan ini dimulai dari menentukan kapasitas mesin, kemudian dilakukan perhitungan – perhitungan pada daya motor dan elemen - elemen lain seperti gaya yang dibutuhkan, transmisi belt dan pulley, poros, bearing, dan pasak

Dengan menggunakan teknologi yang sederhana dan pengoprasian yang cukup mudah tetapi hasil yang dikeluarkan cukup maksimal, kami merancang mesin pengurai kain ini dengan pendekatan ilmiah yang kami dapatkan. Sehingga dari hasil perancangan didapatkan daya motor 1 Hp dengan putaran 900 rpm dan ditranmisikan menjadi 200 rpm dengan kapasitas 5 kg/jam.

Kata kunci : *Garment*, serat kain, pengurai.

DESIGN OF MACHINE UNRAVEL CLOTH TO FIBER

Name :AKHMAD MIFTAKHUL ULUM

NRP :2106.039.007

Name :YULYA AMAWATI

NRP :2106.039.018

Adviser Lecturer :Ir. Syamsul Hadi,MT
DIPLOMA III MECHANICAL ENGINEERING
DEPARTMENT

Faculty Of Industrial Technology
Sepuluh Nopember Technology of Institute

Abstract

The development of Industrial Garment longer progressively experience, this can be seen from a lot of kind of model - clothes. This matter push the existence of clothes waste growth which quite a lot also. From result of study can be concluded that clothes waste which quite a lot can generate garbage.

In this final duty design an appliance decomposing cloth by making cloth fibre. The design started from defining machine capacity, then we did the calculation on motor power and other elements such as needed force, belt transmission and pulley, axle, bearing, and nail.

By using simple technology and easy to operate with maximum result, we design this cloth disrupt machine by erudite approach we get. And from the design we get a power of motor 1 Hp with motor revolution 900 rpm and transmitted 200 rpm with 5 kg/hours capacity.

Keyword : Garment, cloth fibre, unravel

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL	
LEMBAR PENGESAHAN	
KATA PENGANTAR	i
ABSTRAK	iii
ABSTRACT	iv
DAFTAR ISI	v
DAFTAR GAMBAR	ix
BAB I PENDAHULUAN	1
1.1 Latar Belakang	1
1.2 Rumusan Masalah	2
1.3 Tujuan Tugas Akhir	2
1.4 Batasan Masalah	2
1.5 Manfaat Kegiatan Tugas Akhir	2
1.6 Sistematika Penulisan	3
BAB II TINJAUAN PUSTAKA	5
2.1 Pengertian Serat	5
2.1.1 Kehalusan dan panjang	5
2.1.2 Kekuatan	5
2.1.3 Kerataan panjang Serat	6
2.1.4 Mulur dan Elastisitas	6
2.2 Analisa Daya	6
2.2.1 Perhitungan Gaya	6
2.2.1.1 Gaya Pada Pahat	6
2.2.1.2 Kekuatan Tarik Kain	6
2.2.1.3 Gaya Rotasi	7
2.2.2 Tegangan	8
2.2.2.1 Tegangan Tarik	8
2.2.2.2 Tegangan Bending	8
2.2.2.3 Tegangan Puntir	9
2.2.2.4 Momon Inersia	10
2.3 Dimensi Komponen	11
2.4 Perencanaan belt dan Pulley	11





2.4.1	Perencanaan Belt.....	12
2.4.2	Diameter pulley yang digerakkan.....	12
2.4.3	Kecepatan Keliling Pulley.....	13
2.4.4	Gaya Keliling Belt.....	13
2.4.5	Tegangan Belt.....	13
2.4.6	Sudut Kontak dan Panjang Keliling Belt.....	14
2.4.7	Panjang Belt.....	15
2.4.8	Jumlah Belt.....	15
2.4.9	Tegangan Maksimum pada Belt.....	15
2.4.10	Jumlah Kecepatan per Satuan Panjang.....	16
2.4.11	Menghitung Umur Belt.....	16
2.5	Menghitung Dimensi Pulley.....	17
2.5.1	Gaya Berat Pulley yang digerakkan.....	17
2.5.2	Gaya Pulley terhadap Poros.....	18
2.6	Poros.....	18
2.6.1	Macam-macam Poros.....	18
2.6.1.1	Poros Transmisi (lilne shaft).....	18
2.6.1.2	Spindel (Spindle).....	18
2.6.1.3	Gandar (axle).....	19
2.6.1.4	Poros.....	19
2.6.1.5	Poros Luwes.....	19
2.6.2	Hal-hal Penting Dalam Perencanaan Poros.....	19
2.6.2.1	Kekuatan Poros.....	19
2.6.2.2	Kekakuan Poros.....	19
2.6.2.3	Putaran Kritis.....	20
2.6.2.4	Korosi.....	20
2.6.3	Momen Terbesar.....	20
2.6.3.1	Torsi di Titik Momen Terbesar.....	20
2.6.4	Diameter Poros.....	21
2.7	Bantalan.....	21
2.7.1	Bantalan Luncur.....	22
2.7.2	Bantalan Gelinding.....	22
2.7.3	Gaya Radial Bantalan.....	23
2.7.4	Beban Equivalent.....	23
2.7.5	Umur Bantalan.....	24

2.8	Perencanaan Pasak	25
2.8.1	Panjang Pasak untuk Tegangan Geser	29
2.8.2	Panjang Pasak untuk Tegangan Kompresi	29
BAB III	METODOLOGI	31
3.1	Diagram Alir Pengerjaan Tugas Akhir	31
3.2	Metodologi Pengnerjaan Tugas Akhir	32
3.2.1	Studi Literatur	32
3.2.2	Observasi	32
3.2.3	Perancangan Dasar Mesin	32
3.2.4	Pemilihan Bahan	32
3.2.5	Pembuatan Mesin	33
3.2.6	Pengujian Mesin	33
3.2.7	Pembuatan Laporan	33
3.3	Metode Pengujian	33
BAB IV	PERANCANGAN DAN PERHITUNGAN	35
4.1	Desain Mesin	35
4.2	Rancang Mesin	36
4.3	Kapasitas Mesin	36
4.4	Analisa Gaya	37
4.5	Bahan Paku	40
4.6	Analisa Daya	42
4.7	Perhitungan Elemen Mesin	46
4.7.1	Perhitungan Belt dan Pulley	46
4.7.1.1	Diameter pulley yang digerakkan	46
4.7.1.2	Kecepatan Linier	47
4.7.1.3	Gaya Keliling Pulley	47
4.7.1.4	Tegangan Pada Belt	48
4.7.1.5	Jarak Antar Poros	48
4.7.1.6	Sudut Kontak	49
4.7.1.7	Panjang Belt	49
4.7.1.8	Gaya Efektif Untuk Menggerakkan Beban	50
4.7.1.9	Jumlah Belt	51
4.7.1.10	Tegangan Maksimum	51
4.7.1.11	Putaran Belt per detik	52
4.7.1.12	Umur Belt	53

4.7.1.13 Dimensi Pulley	53
4.7.1.14 Menghitung Gaya Berat Pulley	54
4.7.1.15 Menghitung Gaya Pulley Terhadap Poros	55
4.7.2 Perencanaan Diameter poros	55
4.7.2.1 Beban – Beban yang diketahui	56
4.7.2.2 Bidang Horizontal	57
4.7.2.3 Bidang Vertikal	59
4.7.2.4 Mencari Bahan Poros Yang Aman	61
4.7.3 Perencanaan Pasak	62
4.7.3.1 Tinjauan Terhadap Tegangan Geser	63
4.7.3.2 Tinjauan Terhadap Tegangan Kompresi	64
4.7.4 Perencanaan Bantalan	64
4.7.4.1 Menghitung Gaya Radial Bantalan	65
4.7.4.2 Mencari harga X dan Y	65
4.7.4.3 Menghitung Beban Equivalent	66
4.7.4.4 Umur Bantalan	66
BAB V PENUTUP	67
5.1 Kesimpulan	67
5.2 Saran	67
LAMPIRAN	

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1 Vektor posisi.....	07
Gambar 2.2 Torsi.....	10
Gambar 2.3 Penampang pulley dan V-belt.....	12
Gambar 2.4 Transmisi daya.....	12
Gambar 2.5 Sudut kontak.....	14
Gambar 2.6 Bantalan gelinding.....	22
Gambar 2.7 Pasak datar segi empat.....	26
Gambar 2.8 Gaya pada pasak	27
Gambar 3.1 Diagram alir pengerjaan tugas akhir.....	31
Gambar 4.1 Unit Taker – in.....	35
Gambar 4.2 Mesin pengurai kain	36
Gambar 4.3 Posisi pahat	38
Gambar 4.4 Uji tarik kain.....	38
Gambar 4.5 Arah gaya penarikan	40
Gambar 4.6 Bending pada pahat	41
Gambar 4.7 Transmisi belt	44
Gambar 4.8 Diagram benda bebas pada poros	54
Gambar 4.9 Gaya – gaya yang bekerja pada poros	56
Gambar 4.10 Diagram alir gaya horizontal	57
Gambar 4.11 Diagram momen horizontal	57
Gambar 4.12 Diagram gaya vertikal	59
Gambar 4.13 Diagram momen vertikal	59
Gambar 4.14 Gaya terhadap pasak.....	61



BAB I

PENDAHULUAN

BAB I PENDAHULUAN

1.1 LATAR BELAKANG

Perkembangan pembuatan teknologi *textile* dari tahun ke tahun begitu pesat, ini terlihat dari banyaknya model pakaian yang terlihat di sekitar kita dan banyaknya bahan pakaian, ini mendorong meningkatnya limbah dari pakaian yang sudah tidak dipakai lagi.

Textile tidak asing lagi pada semua manusia, hampir manusia di dunia ini membutuhkan *textile*. *Textile* ini merupakan bahan dasar dari pembuatan pakaian sehingga dapat ditentukan bahan yang digunakan untuk pembuatan dan model pakaian. Dari tahun ke tahun model pakaian di dunia sangat berubah – ubah sesuai dengan masa atau zaman, ini akan mendorong meningkatnya limbah pakaian yang sudah tidak digunakan.

Dengan pengamatan kami limbah kain (pakaian anak, pakaian dewasa, selimut, dll) di sekitar lingkungan cukup banyak, ini dikarenakan banyaknya model pakaian yang cukup pesat perkembangannya .

Sampai saat ini masih mengembangkan daur ulang sampah, mulai dari tingkat industri sampai tingkat *home industry*. Tetapi pada saat ini alat untuk daur ulang sampah yang masih ada cara pengoperasiaannya dan perawatannya masih sulit dimengerti oleh banyak orang dan harganya tidak ekonomis oleh pengusaha *home industry*.

Maka dari itu pada tugas akhir ini dibuat mesin pengurai kain dengan kapasitas untuk *home industry*. Dengan perancangan yang sederhana serta pengoperasian dan perawatan mesin yang cukup mudah diharapkan bisa mengurangi limbah kain yang dimanfaatkan untuk bahan pengganti kapas dari isi bantal, bahan pengisi boneka karena serat yang dihasilkan dari mesin ini cukup lembut dan harga mesin ini lebih ekonomis sehingga mempunyai daya saing dengan mesin – mesin yang lain.

1.2 RUMUSAN MASALAH

Dalam tugas akhir ini yang menjadi pembahasan adalah bagaimana dan mekanisme rancang bangun mesin sehingga mampu menarik kain menjadi serat yang lembut.

1.3 TUJUAN TUGAS AKHIR

Tujuan dari pelaksanaan tugas akhir ini adalah memperoleh mesin yang mengurai kain menjadi serat yang diharapkan bisa menjadi bahan pengganti kapas pada bantal dan boneka serta meningkatkan *home industry* di Indonesia.

1.4 BATASAN MASALAH

Dalam tugas akhir ini dirancang mesin pengurai kain menjadi serat yang nantinya hasil dari serat tersebut dijadikan bahan pengisi boneka. Untuk mempertajam persoalan agar tidak melebar maka dilakukan pembatasan masalah yaitu:

1. Sistem pengelasan dan pengikat pada rangka mesin diasumsikan kuat.
2. Bahan baku kain yang dimasukkan mempunyai kekuatan tarik kurang dari $17 \frac{\text{kgf}}{\text{mm}^2}$
3. Kapasitas mesin untuk *home industry* dan mesin merupakan jenis *portable*.
4. Pemilihan komponen mesin diutamakan yang sudah ada di pasaran.

1.5 MANFAAT KEGIATAN TUGAS AKHIR

Manfaat yang didapat dari kegiatan tugas akhir ini adalah memperoleh mesin pengurai kain yaitu mesin pengurai kain menjadi serat yang digunakan bahan pengisi boneka dan mudah dalam pengoperasian dan perawatan sehingga dapat dimanfaatkan oleh semua golongan masyarakat.

1.6 SISTEMATIKA PENULISAN

Penulisan laporan tugas akhir ini, dibagi dalam beberapa bab, yaitu:

BAB I. PENDAHULUAN

Terdiri atas pendahuluan yang berisikan latar belakang permasalahan yang dibahas, perumusan masalah, tujuan, batasan masalah, manfaat, serta sistematika penulisan laporan tugas akhir ini.

BAB II. TINJAUAN PUSTAKA

Mengemukakan beberapa teori penunjang yang dipakai sebagai dasar pengerjaan laporan dan perencanaan alat, antara lain perhitungan daya yang dibutuhkan serta dimensi dari komponen – komponen mesin.

BAB III. METODOLOGI

Diuraikan tentang metodologi pengerjaan tugas akhir. Meliputi metode perencanaan dan mekanisme mesin. Disamping itu juga dibahas tentang metode analisa dan pengujian yang dilakukan.

BAB IV. PEMBAHASAN

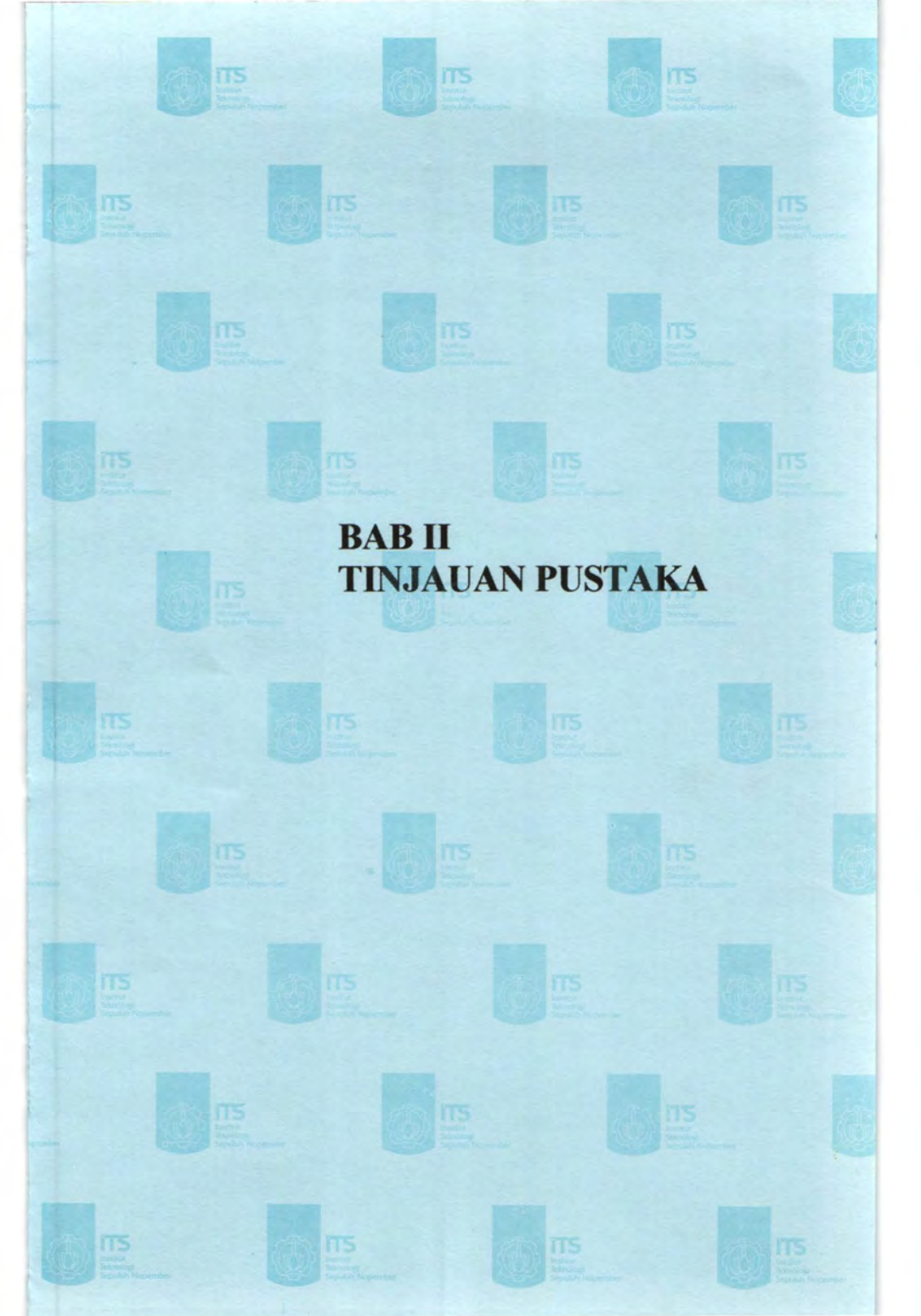
Berisi tentang pembahasan perancangan dan perhitungan dari dimensi mesin. Meliputi pula hasil pengujian dan analisa unjuk kerja dari mesin yang dibuat.

BAB V. KESIMPULAN DAN SARAN

Berisi kesimpulan dan saran dari semua pokok bahasan dalam tugas akhir yaitu hasil akhir dari rancang bangun mesin pengurai kain menjadi serat.

DAFTAR PUSTAKA

LAMPIRAN

The background of the page is a repeating pattern of the ITS logo. Each logo consists of a circular emblem with a stylized figure inside, followed by the text 'ITS Institut Teknologi Sepuluh Nopember' in a sans-serif font. The logos are arranged in a grid across the entire page.

BAB II TINJAUAN PUSTAKA

BAB II TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Pengertian Serat

Serat yaitu suatu benda yang berbanding panjang dan diameternya besar sekali. Serat merupakan bahan utama pembuatan benang dan kain. Sebagai bahan baku dari pembuatan benang dan kain, serat memegang peranan penting, sebab:

Sifat – sifat serat akan mempengaruhi sifat – sifat benang atau kain yang dihasilkan.

Sifat – sifat serat akan mempengaruhi cara pengolahan benang atau kain, baik pengolahan secara mekanik atau secara alami.

Serat sebagai bahan dalam pembuatan benang *textile* diharapkan mempunyai sifat – sifat antara lain sebagai berikut:

2.1.1 Kehalusan dan panjang

Serat – serat yang halus biasanya dipilih untuk mendapatkan benang dengan pegangan yang enak dan daya isolasi panas yang baik, karena serat – serat yang halus mempunyai permukaan yang lebih besar.

2.1.2 Kekuatan

Kekuatan serat diperlukan agar serat tahan terhadap tarikan – tarikan dalam pemintalan dan pertununan. Kekuatan serat dipengaruhi oleh asal serat, pertumbuhan serat, proses pemisahan serat, dan bakteri. Kekuatan serat dalam keadaan kering harus lebih besar dari $1,2 \frac{gr}{denier}$ dan dalam keadaan basah

harus lebih besar dari $0,7 \frac{gr}{denier}$. Serat – serat lemah mempunyai

kekuatan sekitar $1,5 \frac{gr}{denier}$ sedangkan serat – seart kuat

mempunyai kekuatan sekitar $6 \frac{gr}{denier}$.

Seperti yang pada *table Breaking Tenacity* (Lampiran 2) bahwa serat berbahan dasar *polyester* mempunyai kekuatan sobek paling tinggi dari pada jenis serat yang lainnya.

2.1.3 Kerataan Panjang Serat

Kerataan panjang serat mempengaruhi daya pintalnya, serat panjang yang rata dapat dibuat menjadi benang yang lebih kuat, kenampakannya baik, dengan sisa yang lebih sedikit.

2.1.4 Mulur dan Elastisitas

Elastisitas adalah kemampuan serat untuk kembali ke panjang semula setelah mengalami tarikan. Untuk serat – serat *textile* diharapkan memiliki elastisitas yang baik dan mulur saat putus minimal 10 %. Elastisitas dan daya mulur dipengaruhi oleh derajat penarikan pada waktu pembuatan serat. Makin tinggi derajat penarikannya, makin tinggi kekuatan serat, dan makin rendah mulurnya.

2.2 Analisa Daya

2.2.1 Perhitungan Gaya

Pada perhitungan gaya ini yang perlu di perhatikan adalah gaya – gaya yang dibutuhkan oleh mesin pengurai ini, sehingga kerja mesin dapat maksimal dan dapat menentukan bahan komponen yang akan dibutuhkan serta dimensinya.

2.2.1.1 Gaya Pada Pahat

Gaya pada pahat ini merupakan gaya yang sangat menentukan dari mesin ini, karena merupakan tempat dari pengurai kain.

2.2.1.2 Kekuatan tarik kain

Kekutan tarik kain dibutuhkan karena menentukan besar gaya yang dibutuhkan untuk mengurai kain menjadi serat.

$$F_{kain} = M.a \quad \dots\dots\dots(2.1)(\text{ref 1 hal 98})$$

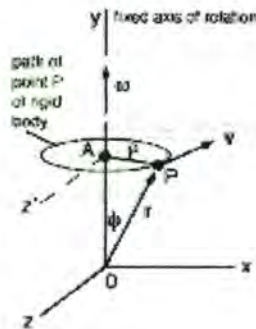
Dimana : F_{kain} = Gaya pengurai kain (N)
 M = Massa dari kain (kg)
 a = Percepatan $\left(\frac{m}{s^2}\right)$

2.2.1.3 Gaya rotasi

Gaya rotasi dipengaruhi oleh kecepatan sudut yang didapat dari sudut satu lingkaran yang dibagi dengan waktu .

$$\omega = \frac{d\theta}{dt} \dots\dots\dots (2.2)(lampiran1)$$

Dimana : ω = kecepatan sudut $\left(\frac{rad}{sec}\right)$
 $d\theta$ = perubahan sudut (rad)
 dt = perubahan waktu (sec)



Gambar 2.1 vektor posisi

Percepatan sudut dipengaruhi oleh kecepatan sudut per perubahan waktu.

$$\alpha = \frac{\delta\omega}{\delta t} \dots\dots\dots (lampiran 1 Fundamental Equation of Dynamics)$$

Dimana :

$$\alpha = \text{percepatan sudut} \left(\frac{\text{rad}}{\text{sec}^2} \right)$$

$$\delta\omega = \text{perubahankecepatan sudut} \left(\frac{\text{rad}}{\text{sec}} \right)$$

$$\delta t = \text{perubahanwaktu} (\text{sec})$$

2.2.2 Tegangan

Tegangan didefinisikan sebagai gaya tiap satuan luas, tegangan dianggap terbagi merata pada luas penampang melintang bagian benda. Tegangan timbul akibat adanya beban atau gaya yang bekerja pada sebuah benda atau material. Tegangan – tegangan yang akan timbul dalam perencanaan terdiri dari:

1. Tegangan tarik
2. Tegangan puntir
3. Tegangan bending
4. Tegangan kombinasi

2.2.2.1 Tegangan tarik

Tegangan adalah suatu gaya yang menarik benda yang dipengaruhi oleh luasan benda tersebut.

$$\sigma_t = \frac{F}{A} \dots \dots \dots (2.3)(ref)$$

Dimana : σ_t = Tegangan tarik $\left(\frac{N}{m^2} \right)$

F = Besarnya gaya yang bekerja (N)

A = Luas penampang (m^2)

2.2.2.2 Tegangan Bending

Tegangan bending ialah gaya yang bekerja pada sebuah batang yang mempunyai luas penampang.

Tegangan bending dipengaruhi oleh momen bending dan momen tahanan bending. Lebih jelasnya dapat dilihat pada gambar 2.3 (tegangan bending) dibawah ini.

$$\sigma_b = \frac{M_b}{W_b} \dots \dots \dots (2.4)(ref)$$

Dimana :

M_b = Momen bending (N.m)

W_b = Momen tahanan bending (m^3)

Momen bending ialah sebuah gaya yang di sekitar suatu titik atau sumbu memberikan suatu ukuran, kecenderungan gaya tersebut menyebabkan sebuah benda berotasi pada titik atau sumbu tersebut.

$$M_b = F.L$$

Dimana :

M_b = Momen bending (N.m)

F = gaya yang bekerja (N)

L = jarak sumbu dengan gaya (m)

Momen tahanan bending ialah luas penampang dari suatu benda yang terkena momen bending, biasanya tergantung dari bentuk benda tersebut.

2.2.2.3 Tegangan puntir

Suatu gaya yang bekerja pada permukaan luar suatu benda dan mengakibatkan benda tersebut mengalami puntir di seluruh dimensi itu merupakan tegangan puntir.

Tegangan puntir yang terjadi dapat dinyatakan dengan persamaan:

$$\tau_t = \frac{T}{W_t} \dots \dots \dots (2.5)(ref)$$

Dimana :

τ_t = tegangan puntir ($\frac{N}{m^2}$)

T = momen torsi (N.m)

W_t = momen tahanan polar (m^3)

Momen torsi adalah suatu gaya yang bekerja pada permukaan luar suatu lingkaran yang mengakibatkan rotasi pada benda tersebut.

$$T = F \cdot r$$

Dimana :

T = momen torsi (N.m)

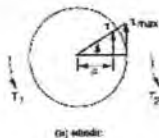
F = gaya yang bekerja (N)

r = jari - jari lingkaran (m)

Momen tahanan polar adalah luas penampang benda yang terkena momen torsi, sama seperti momen tahanan bending momen tahanan polar juga dipengaruhi oleh bentuk benda.

$$W_p = \frac{J}{y}$$

Dimana : W_p = Momen tahanan polar (m^3)
 J = Momen Inersia Polar (m^4)
 y = jarak sumbu dengan permukaan(m)



Gambar 2.2 Torsi

2.2.2.4 Momen inersia

Momen inersia adalah besaran yang dimiliki benda untuk mmenentangkan perubahan gerak rotasinya.jadi momen inersia adalah besaran yang analog dengan massa pada gerak traslasi.

Berikut ini adalah rumus menghitung momen inersia pada benda silinder.

Silinder pejal

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

Dimana : I = Momen Inersia
 M = massa benda
 r^2 = jari – jari terluar benda

Silinder berongga

$$I = \frac{1}{2} m(r_1^2 - r_2^2)$$

Dimana : I = Momen Inersia
 M = massa benda
 r_1^2 = jari – jari luar
 r_2^2 = jari – jari dalam

2.3 Dimensi komponen

Dalam perencanaan suatu mesin harus pula memperhatikan dimensi – dimensi dari komponen sehingga kinerja mesin dapat bekerja dengan maksimal.

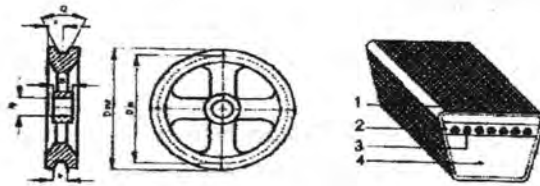
2.4 Perencanaan belt dan pulley

Belt termasuk alat pemindah daya yang cukup sederhana yang terpasang pada dua pulley, yaitu pulley penggerak dan pulley yang digerakkan.

Belt mempunyai sifat fleksibel sehingga memungkinkan penempatan poros dan pulley penggerak dengan poros dan pulley yang digerakkan dalam beberapa posisi.

Ada dua jenis belt yang ditinjau dari bentuk penampangnya, yaitu:

1. Belt datar
2. Belt V



Gambar 2.3 Penampang pulley dan V-belt

2.4.1 Perencanaan belt

Dalam mesin ini menggunakan belt dengan bentuk penampang V (V-Belt), dalam penggunaan V- belt untuk menentukan kecepatan dan dimensi dari belt dan pulley dengan cara sebagai berikut:



Gambar 2.4 transmisi daya

2.4.2 Diameter Pulley yang Digerakkan

$$\frac{n_2}{n_1} = \frac{D_2}{D_1} \dots\dots\dots(2.6)(\text{ref 2 hal 166})$$

Dimana :

D_2 = diameter pulley yang digerakkan (mm)

n_2 = putaran pulley yang digerakkan (rpm)

D_1 = diameter pulley penggerak (mm)

n_1 = putaran pulley penggerak (rpm)

2.4.3 Kecepatan Keliling Pulley

Kecepatan keliling pulley dapat dihitung dengan menggunakan rumus :

$$V = \frac{\pi \times D \times n}{60 \times 1000} \dots\dots\dots(2.7)(ref)$$

Dimana :

- V = kecepatan keliling pulley (m/s)
 D = Diameter pulley (mm)
 n = Putaran motor (rpm)

2.4.4 Gaya Keliling Belt

$$P_{rated} = \frac{102 \cdot N}{V} \dots\dots\dots(2.8)(ref 3 hal 252)$$

Dimana :

- P_{rated} = gaya keliling belt (kg)
 N = daya motor (KW)
 V = kecepatan keliling pulley (m/s)

Dengan adanya overload factor β maka gaya keliling maksimum sebesar :

$$F_{max} = \beta \cdot F_{rated} \dots\dots(2.9)(ref 3 hal 252)$$

Dimana :

- F_{max} = gaya keliling maksimum (kg)
 β = faktor overload
 F_{rated} = gaya keliling belt (kg)

2.4.5 Tegangan Belt

Penampang belt yang akan dipilih dengan tegangan yang timbul akibat beban mula, maka dapat dihitung dengan rumus sebagai berikut :

$$\sigma_d = 2 \cdot \varphi \cdot \sigma_0 \dots\dots\dots(2.10)(ref 3 hal 252)$$

Dimana :

σ_d = tegangan yang timbul pada belt (kg/cm^2)

φ = faktor tarikan

σ_o = tegangan awal (kg/cm^2)

Sebaiknya besarnya tegangan awal (σ_o) tidak melebihi $18 \frac{kg}{cm^2}$ untuk belt datar dan $12 \frac{kg}{cm^2}$ untuk V-Belt

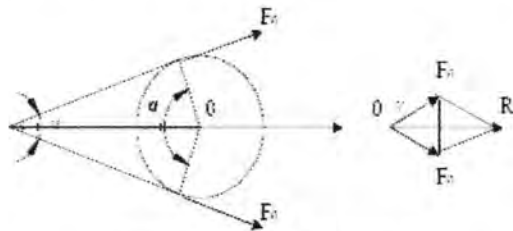
Hal tersebut berdasarkan pada percobaan dengan kondisi:

1. Open belt dengan pulley dari cast iron
2. Beban konstan dengan kecepatan keliling V
3. Sudut kontak $\alpha = \pi$, dan faktor tarikan $\varphi = \varphi_0$

Titik dimana mulai terjadinya perubahan kurva dari keadaan tidak stabil disebut titik kritis (critical point), yaitu φ_0 . Pada rumus tersebut nilai dari $\varphi = \varphi_0$ maka harga untuk tiap belt :

- Untuk belt datar : $\varphi_0 = 0,5 - 0,6$
- Untuk V-Belt : $\varphi_0 = 0,7 - 0,9$

2.4.6 Sudut Kontak dan Panjang Keliling Belt



Gambar 2.5 sudut kontak

Untuk mengetahui jumlah berapa derajat sudut kontak dan panjang belt yang akan digunakan, dapat dihitung dengan menggunakan rumus pada lampiran. Besarnya sudut kontak antara pulley dan belt dapat dihitung dengan menggunakan rumus:

$$\alpha = 180 - \frac{D_2 - D_1}{a} 60^\circ \dots\dots\dots(2.11)(\text{ref 3 hal 253})$$

Dimana:

α = sudut kontak ($^\circ$)

D_2 = diameter pulley yang digerakkan (*mm*)

D_1 = diameter pulley penggerak (*mm*)

a = jarak antar poros (*mm*)

2.4.7 Panjang Belt

Untuk menghitung panjang belt yang akan dicapai digunakan rumus :

$$L = 2 \cdot a + \frac{\pi}{2} (D_2 + D_1) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4a} \dots\dots(2.11)(\text{ref 3 hal 241})$$

Dimana:

L = panjang belt (*mm*)

a = jarak antar poros (*mm*)

D_2 = diameter pulley yang digerakkan (*mm*)

D_1 = diameter pulley penggerak (*mm*)

2.4.8 Menghitung Jumlah Belt

Untuk menghitung jumlah belt yang akan digunakan dapat dicari dengan menggunakan rumus:

$$Z = \frac{F_{gertak}}{\sigma_s \cdot A} \dots\dots\dots(2.12)(\text{ref})$$

Dimana:

Z = jumlah belt (*buah*)

F_{gertak} = gaya keliling belt (*kg*)

σ_s = tegangan belt (*kg/cm²*)

A = luas panampang belt (*cm²*)

2.4.9 Tegangan Maksimum pada Belt

Dalam kondisi operasinya, tarikan maksimum pada belt akan terjadi pada bagian yang tegang dan itu terjadi pada titik

awal belt memasuki pulley penggerak sehingga tegangan maksimum yang terjadi, dengan menggunakan rumus:

$$\sigma_{max} = \sigma_0 + \frac{F}{2A} + \frac{\gamma V^2}{10g} + E'b \frac{h}{D_{min}} \dots (2.13)(ref)$$

Dimana:

σ_{max} = tegangan yang timbul pada belt (kg/cm^2)

σ_0 = tegangan awal belt (kg/cm^2)

γ = berat jenis (kg/dm^3)

$E'b$ = modulus elastisitas bahan belt (kg/cm^2)

h = tebal belt (mm)

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

2.4.10 Jumlah Kecepatan per Satuan Panjang

Untuk mengetahui kecepatan persatuan panjang, digunakan rumus sebagai berikut:

$$u = \frac{V}{L} \dots \dots \dots (2.14)(ref 3 hal 253)$$

Dimana:

$u = 1/sec$

V = kecepatan keliling pulley (m/s)

L = panjang belt (m)

2.4.11 Menghitung Umur Belt

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

$$H = \frac{N_{base}}{3600 \cdot U \cdot Z} \left[\frac{\sigma_{fat}}{\sigma_{max}} \right]^{10} \dots (2.15)(ref 3 hal 253)$$

Dimana:

H = umur belt (jam)

N_{base} = basis dari tegangan kelelahan yaitu $10^7 cycle$

U = jumlah putaran belt persatuan panjang

Z = jumlah belt

σ_{fat} = fatigue limit 90 kg/cm^2 untuk V-Belt

σ_{maks} = tegangan yang timbul karena V-Belt (kg/cm^2)

m = konstanta V-Belt = 8

2.5 Menghitung Dimensi Pulley

Keterangan:

S = jarak antara tepi dan tengah alur pulley (mm)

B = lebar alur pulley (mm)

U = sudut alur pulley

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, didapat dari lampiran tentang spesifikasi V-Belt Type A adalah sebagai berikut :

- Diameter luar pulley $D_{out} = D_m + 2 \cdot c \dots (2.16)$
- Diameter dalam pulley $D_{in} = D_p + 2 \cdot e \dots (2.17)$
- Lebar pulley $B = (z - 1) \cdot t + 2 \cdot s \dots (2.18)$

2.5.1 Gaya Berat Pulley yang digerakkan

Untuk mengetahui besarnya gaya berat pulley yang digerakkan dapat dihitung dengan menggunakan rumus sebagai berikut:

$$W = \rho \cdot v \cdot g \dots (2.19)(\text{ref})$$

$$V = \frac{\pi}{2} (D_{out}^2 - D_{in}^2) B \dots (2.20)(\text{ref})$$

Dimana:

W = gaya berat pulley yang digerakkan (N)

ρ = masa jenis bahan pulley (kg/m^3)

v = volume pulley (m^3)

D_{out} = diameter luar pulley yang digerakkan (m^3)

D_{in} = diameter dalam pulley yang digerakkan (m^2)

B = lebar pulley (mm)

g = gravitasi bumi ($\frac{km}{s^2}$)

2.5.2 Gaya Pulley Terhadap Poros

Besarnya gaya pulley yang terjadi pada poros dapat dihitung dengan menggunakan rumus sebagai berikut :

$$FR = \frac{F}{v} \cdot \sin \frac{\alpha}{2} \dots \dots \dots (2.21)(ref)$$

Dimana:

F = gaya keliling pulley (kg)

v = faktor tarikan

α = sudut kontak ($^{\circ}$)

2.6 Poros

Poros merupakan salah satu bagian yang terpenting dari setiap mesin. Hampir semua mesin meneruskan tenaga bersama-sama dengan putaran utama dalam transmisi seperti itu dipegang oleh poros.

2.6.1 Macam-macam Poros

Poros untuk meneruskan daya diklasifikasikan menurut pembebanannya sebagai berikut :

2.6.1.1 Poros Transmisi (lilne shaft)

Poros ini mendapat beban puntir dan lentur. Daya ditransmisikan kepada poros ini melalui kopling, roda gigi, puli sabuk , rantai dll.

2.6.1.2 Spindel (spindle)

Poros yang pendek, seperti poros utama mesin perkakas, dimana beban utamanya berupa puntiran . syarat yang harus

dipenuhi poros ini adalah deformasinya harus kecil dan bentuk serta ukurannya harus teliti.

2.6.1.3 Gandar (axle)

Poros ini dipasang diantara roda-roda kereta api, dimana tidak mendapat beban lentur, kecuali jika digerakan oleh penggerak mula dimana akan mengalami beban puntir .

2.6.1.4 Poros

Poros yang ikut berputar untu memindahkan daya dari mesin ke mekanisme yang digerakan. Poros ini mendapat beban puntir murni dan lentur.

2.6.1.5 Poros Luwes

Poros yang berfungsi untuk memindahkan daya dari dua mekanisme, dimana putaran poros membentuk sudut dengan poros lainnya. Daya yang dipindahkan kecil.

2.6.2 Hal-hal Penting Dalam Perencanaan Poros

Hal-hal yang perlu diperhatikan didalam merencanakan sebuah poros adalah :

2.6.2.1 Kekutan Poros

Suatu poros transmisi dapat mengalami beban puntir atau lentur atau gabungan anatra puntir dan lentur. Juga ada poros yang mendapat beban tari atau tekan seperti poros baling-baling kapal atau turbin. Kelelahan, pengaruh konsentrasi tegangan bila diameter poros diperkecil atau poros bertangga, mempunyai alur pasak harus diperhatikan. Sebuah poros harus direncanakan hingga cukup kuat untuk menahan beban-beban diatas.

2.6.2.2 Kekakuan Poros

Meskipun sebuah poros mempunyai kekuatan yang cukup tetapi jika lenturan atau defleksi puntirnya terlalau besar

akan mengakibatkan ketidaktepatan, atau menimbulkan getaran dan suara.

Karena itu kekakuan dari poros harus diperhatikan dan disesuaikan dengan jenis mesin yang akan dilayani oleh poros tersebut.

2.6.2.3 Putaran Kritis

Bila putaran suatu mesin dinaikan maka pada suatu harga putaran tertentu dapat terjadi getaran yang luar biasa besarnya. Putaran ini disebut dengan putaran kritis. Hal ini dapat terjadi pada motor torak, motor listrik dll. Jika mungkin poros harus direncanakan sedemikian rupa hingga putaran kerjanya lebih rendah dari putaran kritisnya.

2.6.2.4 Korosi

Bahan-bahan tahan korosi harus dipilih untuk propeller dan pompa bila terjadi kontak dengan media korosif. Demikian pula untuk poros yang terancam kavitasi dan poros mesin yang sering berhenti lama.

2.6.3 Momen Terbesar

Untuk melakukan perhitungan momen terbesar yang terjadi pada poros maka terlebih dahulu dibuat diagram bidang momen, dari diagram bidang tersebut akan diketahui letak momen terbesar pada bidang horizontal dan vertikal yang dapat dihitung dengan persamaan sebagai berikut:

$$M = \sqrt{(M_h)^2 + (M_v)^2} \dots \dots \dots (2.22) (\text{ref 3 hal 419})$$

Dimana :

M_h = momen yang terjadi pada bidang horizontal

M_v = momen yang terjadi pada bidang vertical

2.6.3.1 Torsi di Titik Momen Tebesar

Untuk menghitung torsi yang terjadi dapat digunakan persamaan sebagai berikut :

$$T = \frac{63000 \cdot N}{n_2} \quad (\text{lb} \cdot \text{in}) \dots \dots \dots (2.23) (\text{ref 4 hal 666})$$

Dimana:

N = daya motor (Hp)

T = torsi yang terjadi ($\text{lb} \cdot \text{in}$)

n_2 = putaran poros (rpm)

2.6.4 Diameter Poros

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

$$\frac{Syp}{2 \cdot N} = \frac{16}{\pi \cdot D^3} \sqrt{M^2 + T^2} \dots \dots \dots (2.24) (\text{ref 4 hal 338})$$

Dimana:

Syp = Strength yield point

N = faktor keamanan

D = diameter poros

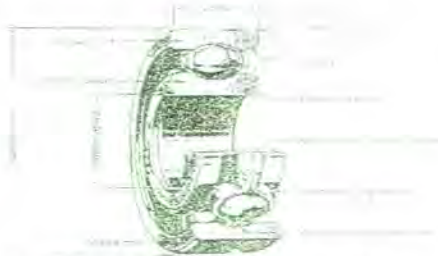
M = momen bending pada poros

T = torsi yang terjadi pada poros

Dengan memasukkan data – data yang ada kedalam rumus diatas maka akan diperoleh diameter poros.

2.7 Bantalan

Bantalan (Bearing) adalah elemen mesin yang menumpu poros berbeban sehingga putaran atau gerakan bolak-baliknya dapat berlangsung secara halus, aman dan berumur panjang. Bantalan harus cukup kokoh untuk memungkinkan poros serta elemen mesin lainnya bekerja dengan baik jika bantalan tidak berfungsi dengan baik maka proses seluruh sistem akan menurun atau tak dapat bekerja secara semestinya.



Gambar 2.6 Bantalan gelinding

2.7.1 Bantalan luncur

Pada bantalan ini terjadi gesekan luncur antara poros dan bantalan karena permukaan poros ditumpu oleh permukaan dengan perantaraan lapisan pelumas. Bantalan luncur mampu menumpu poros berputar tinggi dengan beban besar. Bantalan ini sederhana konstruksinya dan dapat dibuat serta dipasang dengan mudah.

Karena gesekannya yang besar pada waktu mulai jalan, bantalan luncur memerlukan momen awal yang besar. Memerlukan pendinginan khusus. Sekalipun demikian karena adanya lapisan pelumas, bantalan ini dapat meredam tumbukan dan getaran sehingga hampir tidak bersuara. Tingkat ketelitian yang diperlukan tidak setinggi bantalan gelinding sehingga dapat lebih murah.

2.7.2 Bantalan gelinding

Pada bantalan ini terjadi gesekan gelinding antara bagian yang berputar dengan yang diam melalui elemen gelinding seperti bola (peluru), rol atau rol jarum dan rol bulat. Bantalan gelinding pada umumnya lebih cocok untuk beban kecil daripada bantalan luncur. Tergantung pada bentuk elemen gelindingnya. Putaran pada bantalan ini dibatasi oleh gaya sentrifugal yang timbul pada elemen gelinding tersebut.

Karena konstruksinya yang sukar dan ketelitian yang tinggi maka bantalan gelinding hanya dapat dibuat oleh pabrik-pabrik tertentu saja. Adapun harganya pada umumnya lebih mahal daripada bantalan luncur. Untuk menekan biaya pembuatan serta memudahkan pemakaian, Bantalan gelinding diproduksi menurut standar dalam berbagai ukuran dan bentuk.

Keunggulan bantalan ini adalah pada gesekannya yang rendah. Pelumasannya pun sangat sederhana cukup dengan gemuk, Bahkan pada macam yang memakai sil sendiri tidak perlu pelumasan lagi. Meskipun ketelitiannya sangat tinggi namun karena adanya gerakan elemen gelinding dan sankar, pada putaran tinggi bantalan ini agak gaduh dibandingkan dengan bantalan luncur. Pada waktu memilih bantalan, ciri masing-masing masih harus dipertimbangkan sesuai dengan pemakaian, lokasi dan macam beban yang akan dialami.

2.7.3 Gaya Radial Bantalan

Gaya radial bantalan dapat dihitung dengan menggunakan rumus:

$$F_r = \sqrt{(F_h)^2 + (F_v)^2} \dots \dots \dots (2.25)(ref)$$

Dimana:

- F = beban radial dalam (lb)
- F_h = gaya sumbu horizontal (lb)
- F_v = gaya sumbu vertical

2.7.4 Beban Equivalent

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

$$P = X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a \dots \dots \dots (2.26)(\text{ref})$$

Dimana:

P = beban equivalent (*lb*)

X = faktor beban radial

V = faktor putaran

Ring dalam yang berputar $V = 1$

Ring luar yang berputar $V = 1,2$

F_a = beban aksial (*lb*)

Y = faktor beban aksial

Bila beban radialnya lebih besar daripada beban aksial maka beban ekivalen dapat ditulis sebagai berikut:

$$P = V \cdot F_r$$

Bila bantalan yang dipilih adalah single row bearing maka:

$$P_a = F_s(X \cdot V \cdot F_{Ar} + Y \cdot F_a)$$

Karena: $F_a = 0$

$$\frac{F_a}{V \cdot F_r} = 0$$

$$\frac{F_a}{V \cdot F_r} \leq 1$$

$$\frac{F_a}{V \cdot F_r} \leq 1$$

Maka nilai $X = 1$ dan $Y = 0$

2.7.5 Umur Bantalan

Untuk menghitung umur bantalan dapat menggunakan rumus:

$$L_{10} = \frac{10^6}{50 \cdot n_p} \left[\frac{C}{P} \right]^b \dots \dots \dots (2.27)(\text{ref 4 hal 485})$$

Dimana:

L_{10} = umur bantalan (jam kerja)

C = diperoleh dari tabel bantalan sesuai dengan diameter dalam bantalan yang diketahui (*lb*)

P = beban equivalent (*lb*)

n_p = putaran poros (rpm)

$b = 3$, untuk bantalan dengan bola

$= 10/3$ bila bantalan adalah bantalan rol

2.8 Perencanaan Pasak

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

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

- Untuk torsi yang tetap dan konstan $N = 1,5$
- Untuk beban kejut yang kecil (rendah) $N = 2,5$
- Untuk beban kejut yang besar terutama bolak – balik $N = 4,5$

Pada pasak yang rata, sisi sampingnya harus pas dengan alur pasak agar pasak tidak menjadi goyah dan rusak. ukuran dan standard yang digunakan terdapat dalam lapisan. Untuk pasak, umumnya dipilih bahan yang mempunyai kekuatan tarik lebih dari 60 kg/mm^2 , lebih kuat daripada porosnya. Kadang sengaja dipilih bahan yang sengaja lemah untuk pasak, sehingga pasak terlebih dahulu rusak daripada porosnya. Ini disebabkan harga pasak yang murah serta mudah menggantinya.

Menurut bentuk dasarnya pasak dapat dibedakan menjadi:

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

Menurut arah gaya yang terjadi pasak digolongkan menjadi :

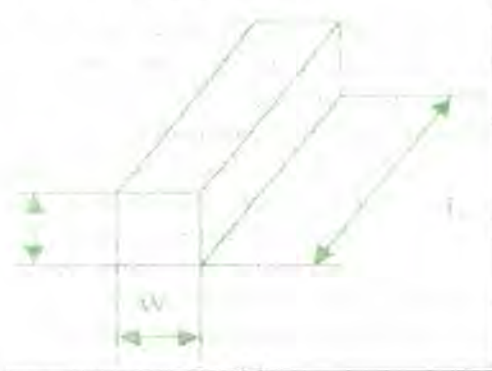
1. Pasak memanjang (Spie) menerima gaya sepanjang pasak terbagi secara merata. Pasak ini dibedakan menjadi

pasak baji, pasak kepala, pasak benam dan pasak tembereng.

2. Pasak melintang (pen / pena) menerima gaya melintang pada penampang pen. Pen ini dapat menjadi dua yaitu pen berbentuk pipih dan pen berbentuk silindris

Pada perencanaan mesin pengurai kain menjadi serat ini dipakai type pasak datar segi empat karena dapat meneruskan momen yang besar dan komersial pasak ini mempunyai dimensi yaitu lebar (W).

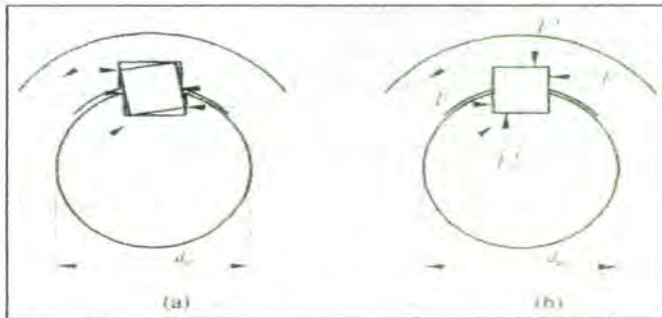
Perlu diperhatikan bahwa lebar pasak sebaiknya antara 25 - 35 % dari diameter poros, dan panjang pasak jangan terlalu panjang dibandingkan dengan diameter poros (antara 0,75 sampai 1,5 D). Karena lebar dan tinggi pasak sudah distandardkan, maka beban yang timbul oleh gaya F yang besar hendaknya diatasi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



Gambar 2.7 Pasak datar segi empat

Dimana :

- W = Sisi pasak (in)
 L = Panjang pasak (in)



Gambar 2.8 Gaya pada pasak : (a) tegangan geser yang terjadi pada pasak, (b) tegangan kompresi yang terjadi pada pasak

Bila poros berputar dengan torsi sebesar T maka pasak akan menerima gaya F dan selanjutnya akan menimbulkan tegangan geser (σ_s) dan tegangan kompresi (σ_c).

Besarnya gaya F adalah :

$$F = \frac{T}{D/2} \dots\dots\dots(2.28)(\text{ref 4 hal 366})$$

366)

Dimana :

- D = Diameter poros
 T = Torsi

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

$$\tau_s = \frac{F}{A} \dots\dots\dots (2.29)$$

$$\tau_s = \frac{2.T}{W.L.D} \dots\dots\dots (2.30)$$

Dimana :

- τ_s = Tegangan geser pada pasak.
 T = Torsi poros.



- L = Panjang pasak.
 W = Lebar pasak.
 D = Diameter poros.

Syarat pasak aman harus memenuhi :

$$\sigma_s = \frac{2T}{W.L.D} \leq \frac{S_{syp}}{N} \dots\dots\dots(2.31)(\text{ref. 2 hal 366})$$

Dimana :

- Ssyp = Shear strength yield point
 N = Angka keamanan

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

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

$$\sigma_c = \frac{F}{A} = \frac{2T}{D.0,5.W.L} \dots\dots\dots (2.32)$$

$$\sigma_c = \frac{4.T}{L.W.D} \dots\dots\dots (2.33)$$

Syarat pasak aman harus memenuhi :

$$\sigma_c = \frac{4T}{W.L.D} \leq \frac{S_{syp}}{N} \dots\dots\dots(2.34)(\text{ref. hal 367})$$

Dimana :

- W = Sisi pasak
 D = Diameter poros
 T = Torsi
 S_{syp} = Tegangan ijin material (psi)
 N = Faktor keamanan

2.8.1 Panjang Pasak untuk Tegangan Geser

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

$$L_s = \frac{2T}{S_s W.D} \dots\dots\dots(2.35)(\text{ref. 2 hal 367})$$

Dimana :

L_s = Panjang pasak untuk tegangan geser.

T = Torsi poros.

s_s = Shear stress.

W = Lebar pasak.

D = Diameter poros.

2.8.2 Panjang Pasak Untuk Tegangan Kompresi

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

$$L_c = \frac{4T}{S_c W.D} \dots\dots\dots(2.36) (\text{ref. 2 hal 367})$$

Dimana :

L_c = Panjang pasak untuk tegangan kompresi.

T = Torsi poros.

s_c = Shear kompresi.

W = Lebar pasak.

D = Diameter poros.

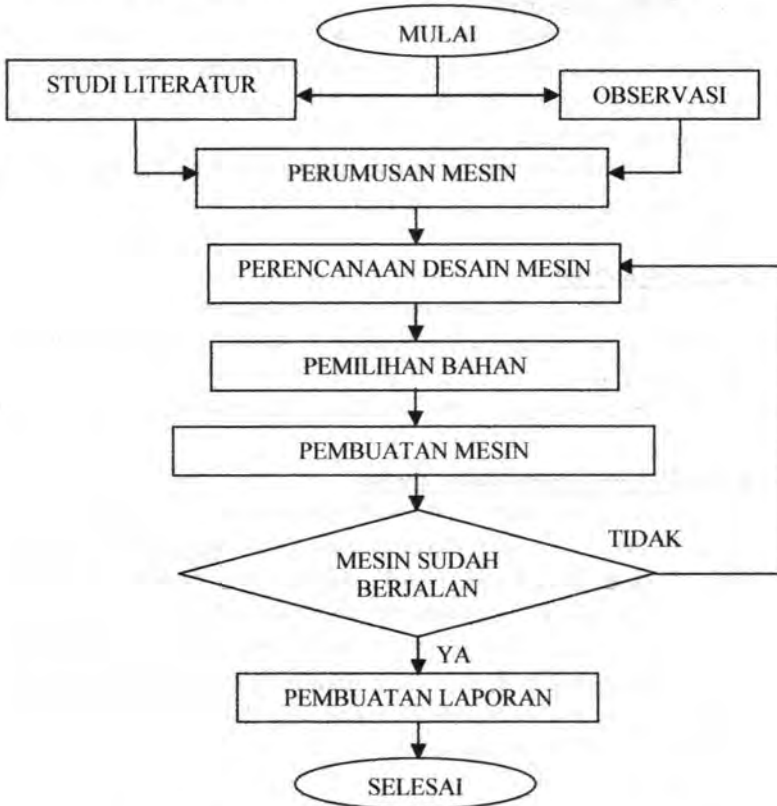
The page features a repeating pattern of the ITS logo watermark in a light blue color. Each logo consists of a circular emblem with a stylized figure inside, followed by the text 'ITS Institut Teknologi Sepuluh Nopember'.

BAB III METODOLOGI

BAB III METODOLOGI

3.1 Diagram Alir Pengerjaan Tugas Akhir

Dalam pengerjaan tugas akhir ini langkah-langkah yang dilakukan seperti tergambar pada diagram alir berikut ini.



Gambar 3.1. Diagram alir pengerjaan Tugas Akhir

3.2 Metodologi Pengerjaan Tugas Akhir

Dalam kegiatan ini dirancang mesin pengurai kain menjadi serat dengan skala *home industry*. Untuk dapat mencapai hasil tersebut maka langkah-langkah kegiatan yang akan dilakukan secara ringkas dapat diuraikan sebagai berikut:

3.2.1 Studi Literatur

Pada tahap awal dilakukan studi literatur yang berhubungan dengan perencanaan komponen – komponen dan bahan yang digunakan serta dimensi yang membuat mesin ini bekerja dengan maksimal.

Disamping itu dilakukan pencarian data dan literatur dari internet yang berhubungan dengan *textile*.

3.2.2 Observasi

Tahap ini dilakukan untuk mengetahui kekuatan tarik kain sehingga dapat merencanakan komponen – komponen yang mesin yang lain.

Disamping itu kami mengkaji bahan yang ada di pasaran.

3.2.3 Perancangan dasar mesin

Pada langkah ini dilakukan pengkajian awal dari *taker – in pada mesin carding*. Perencanaan awal ini didasari pada hasil kaji literatur, kaji karakteristik, desain, dan dimensi dari mesin yang sudah ada. Dari rancangan awal ini diperoleh konsep *mesin pengurai kain menjadi serat*. Perancangan awal ini dimaksudkan untuk mendapatkan desain yang selanjutnya akan diterapkan pada alat tersebut dengan memperhatikan data-data yang diperoleh dari studi literatur maupun observasi.

3.2.4 Pemilihan bahan

Setelah dibuat perencanaan dasar, kemudian dilakukan pemilihan bahan - bahan yang nantinya akan dipakai dalam membuat mesin pengurai kain ini. Pemilihan bahan ditutamakan

pada bahan yang sesuai dengan perhitungan dan yang sudah ada dipasaran baik jenis maupun spesifikasinya.

3.2.5 Pembuatan mesin

Tahap pembuatan mesin ini didasarkan pada jenis bahan yang telah dipilih dan kebutuhan alat yang diperlukan. Setelah semua dipersiapkan maka selanjutnya dibuat mesin atau produk yang siap untuk diuji dengan memasukkan bahan atau kain yang akan diurai.

3.2.6 Pengujian mesin

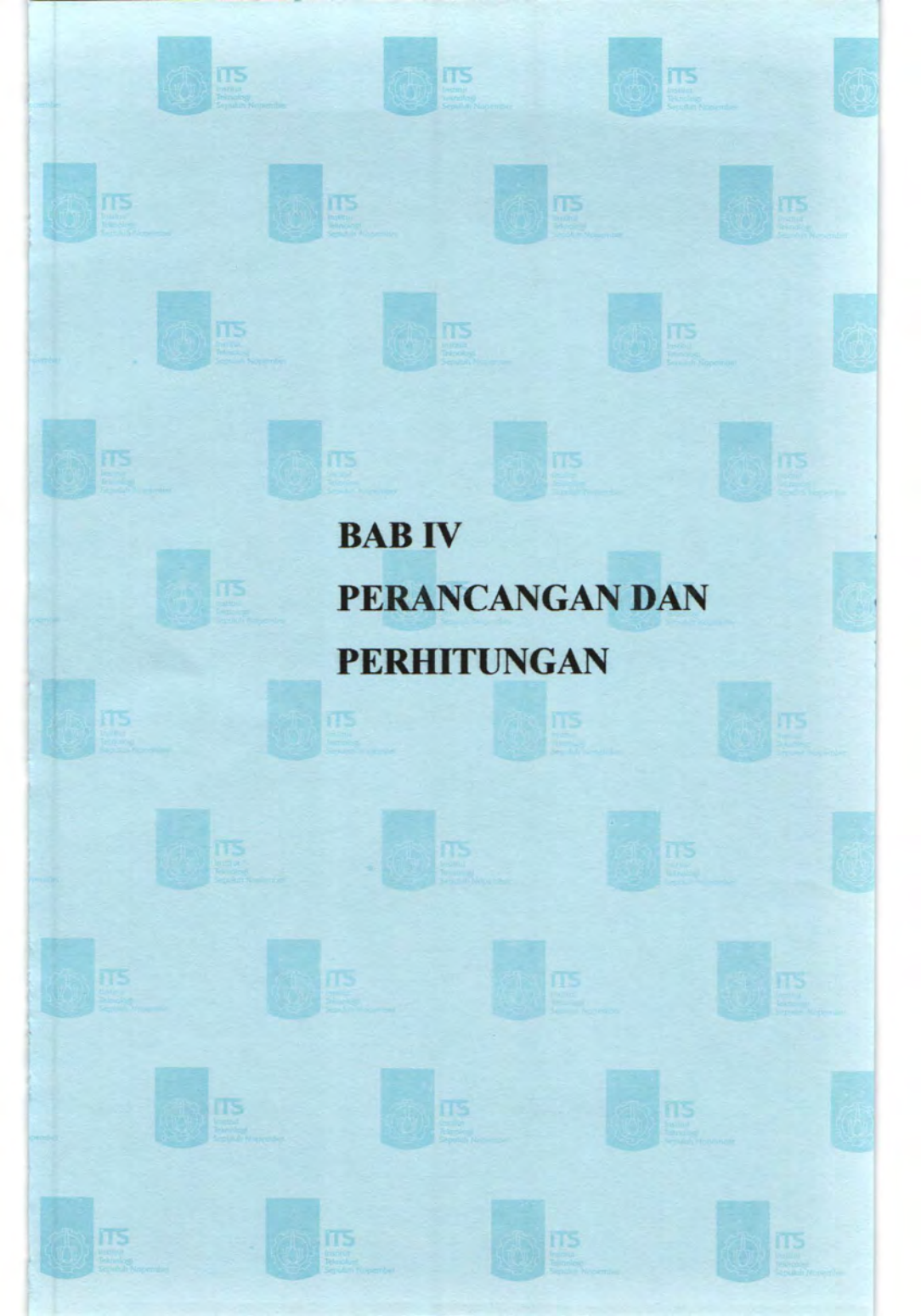
Dilakukan beberapa kali pengoperasian pada mesin tersebut agar dapat melihat kinerja, karakteristik, dan keandalannya. Hasil dari pengujian tersebut dibandingkan dari segi ekonomis dan cara pengoperasiannya sesuai dengan apa yang diharapkan atau masih belum, kalau sudah dianalisa maka akan dilanjutkan dengan pembuatan laporan.

3.2.7 Pembuatan laporan

Setelah melakukan pengujian dan didapatkan hasil yang memuaskan, maka selanjutnya dibuat laporan mengenai hasil perencanaan dan unjuk kerja dari produk tersebut.

3.3 Metode Pengujian

pada waktu menguji alat ini kami memasukkan ukuran kain dan bahan kain yang berbeda – beda, yang bertujuan untuk menghasilkan produk yang lebih baik serta kita menganalisa kinerja mesin, apabila ada salah satu komponen yang mengalami kelainan maka dilakukan perbaikan.

The background of the page is a repeating pattern of the ITS (Institut Teknologi Sepuluh Nopember) logo. Each logo consists of a circular emblem with a stylized figure inside, followed by the letters 'ITS' and the text 'Institut Teknologi Sepuluh Nopember' below it. The logos are arranged in a grid-like pattern across the entire page.

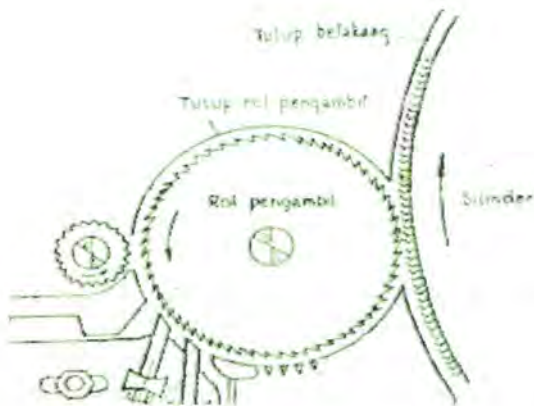
BAB IV

PERANCANGAN DAN PERHITUNGAN

BAB IV PERANCANGAN DAN PERHITUNGAN

4.1 Desain mesin

Dari hasil observasi yang kami lakukan didapat bahwa mekanisme mesin yang kami rencanakan hampir sama dengan unit *Taker - in pada mesin carding*. Yaitu mesin pembuat benang.

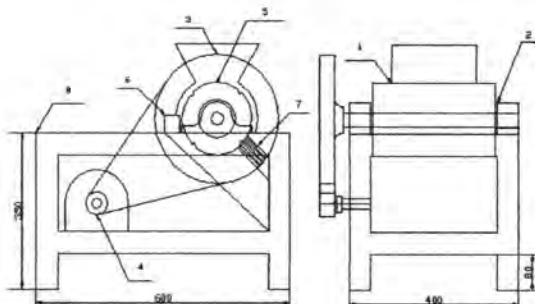


Gambar 4.1 unit *Taker -in*

Gulungan lap diletakkan di atas lap rol. Melalui pelat penyuar, lap tersebut disuapkan ke rol penyuar. Karena perputaran rol penyuar, maka lapisan kapas bergerak ke depan. Lapisan kapas yang terjepit oleh rol penyuar, dipukul oleh rol pengambil.

4.2 Rancang mesin

Dengan mengkaji mesin carding, kami bisa menyesuaikan desain dengan gambar (4.1) dengan mekanisme pengoprasian hampir menyerupai unit *taker – in* pada mesin carding.



Gambar 4.2 Mesin Pengurai kain

Kain dimasukkan melalui hopper dan akan terbawa oleh paku – paku yang mempunyai sudut 30° dari permukaan silinder dengan kecepatan 1,54 m/s, lalu kain yang terbawa akan ditahan oleh paku yang ada pada sisi antara silinder dan rangka yang mempunyai sudut berlawanan dengan paku yang digerakkan sehingga kain akan ditarik dan kain yang terurai akan terbawa paku yang bergerak.

Paku yang membawa kain yang terurai akan dilepaskan oleh sikat baja yang ada dihadapan paku yang diam, maka kain akan jatuh dan keluar menjadi produk dengan kapasitas 50 kg/jam dan putaran mesin 200 rpm.

4.3 Kapasitas Mesin

Untuk mengetahui putaran mesin sehingga kami menentukan kapasitas mesin adalah sebagai berikut:

$$Q = m \times n \times z$$

Dimana :

$$Q = \text{Kapasitas mesin} \left(\frac{kg}{jam} \right)$$

M = massa serat yang di tarik (kg)

n = Putaran mesin (rpm)

z = Jumlah bagian pahat

Data – data yang diketahui :

- Kapasitas mesin $Q = 5 \frac{kg}{jam}$
- Massa output mesin (berdasarkan percobaan) $m = 0,5gram \times \frac{kg}{1000gram} = 0,0005kg$
- Jumlah paku $z = 50buah$
sehingga,

$$Q = m \times n \times z$$

$$n_2 = \frac{5 \frac{kg}{jam}}{0,0005kg \times 50}$$

$$n_2 = 200rpm$$

Untuk mengetahui massa kain yang di tarik adalah dengan cara menimbang serat yang ditarik dengan paku yang digunakan dalam mesin, sehingga massa seluruhnya dikalikan dengan jumlah paku.

4.4 Analisa Gaya

Gaya yang dibutuhkan untuk menarik kain, data yang diperoleh adalah sebagai berikut:

Putaran mesin = 200 rpm

$$\rightarrow \omega = n \times \frac{2\pi}{rev} \times \frac{men}{60 sec}$$

$$\sigma_{kain} = 17 \frac{kgf}{mm^2}$$

$$r_{sylinder} = 82,5mm \times \frac{1m}{1000mm} = 0,0825m$$

$$= 0,0825m \times \frac{39,37in}{1m}$$

$$= 3,25in$$

$$t_{paku} = 4mm$$

$$z = 50buah$$

$$\emptyset \text{ paku} = 2mm$$

$$L = 300mm$$

$$\omega = n \times \frac{2\pi}{rev} \times \frac{menit}{60 \text{ detik}}$$

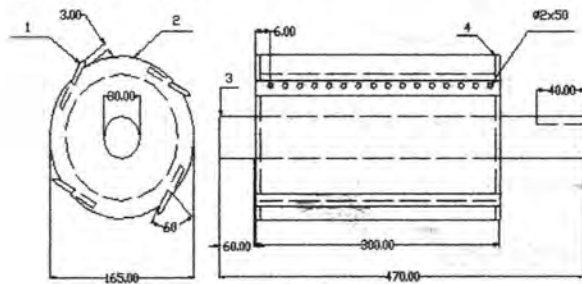
$$= 200 \times \frac{2 \times 3,14}{rev} \times \frac{menit}{60 \text{ detik}}$$

$$= 20,93 \frac{rad}{detik}$$

Dimana :

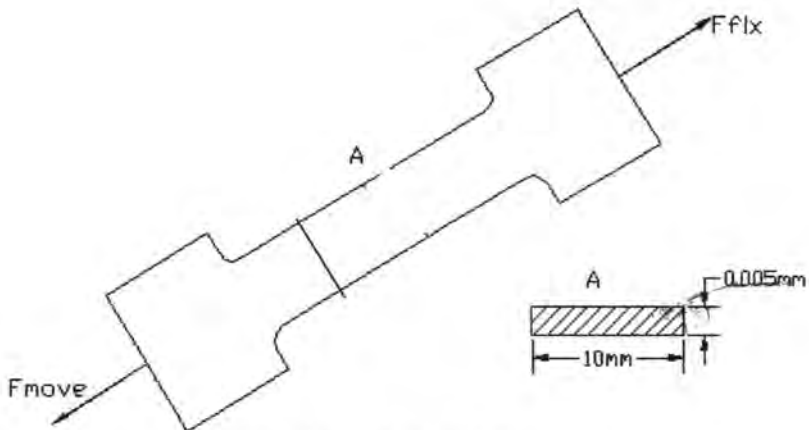
L = panjang silinder (mm)

Z = jumlah paku



Gambar 4.3 posisi pahat

Untuk mendapatkan nilai dari F untuk menarik kain adalah :



Gambar 4.4 uji tarik kain

Dimana nilai dari A_{kain} berdasarkan dari observasi dianggap mempunyai nilai 1 mm^2 , maka nilai dari F_{kain} , yaitu :

$$\begin{aligned}
 F_{kain} &= \sigma_{kain} \times A_{kain} \\
 &= 17 \frac{\text{kgf}}{\text{mm}^2} \times 1 \text{ mm}^2 \\
 &= 17 \text{ kgf} \times \frac{9,81 \text{ N}}{1 \text{ kgf}} \\
 &= 166,77 \text{ N}
 \end{aligned}$$

Karena mesin berputar maka gaya yang dibutuhkan adalah gaya yang searah putarannya, sehingga :

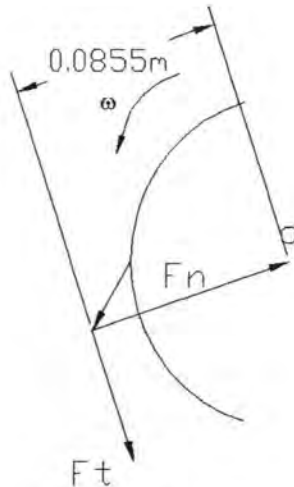
$$\begin{aligned}
 F_t &= F_{kain} \\
 F_t &= 166,77 \text{ N} \times \frac{\text{lbf}}{4,45 \text{ N}} \\
 &= 37,48 \text{ lbf}
 \end{aligned}$$

Jadi torsi untuk menarik kain adalah:

$$T = F \times r$$

$$= 37,48 \text{ lbf} \times 3,37 \text{ in}$$

$$= 126,31 \text{ lbf.in}$$



Gambar 4.5 arah gaya

Jadi, daya untuk menarik paku adalah

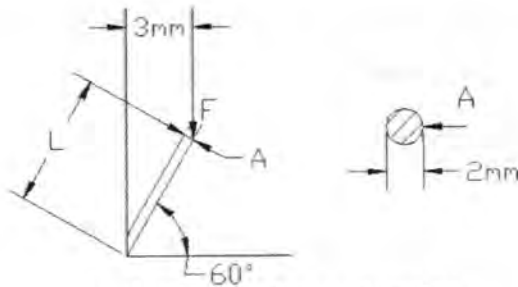
$$P_{tool} = T \times \frac{n}{63000}$$

$$= 126,31 \text{ lbf.in} \times \frac{200 \text{ rpm}}{63000}$$

$$= 0,41 \text{ hp}$$

4.5 Bahan Paku

Karena paku mengalami momen bending dan mempunyai tahanan bending maka :



Gambar 4.6 bending pada pahat

$$\sigma_b = |\sigma_b|$$

$$\frac{m_b}{w_b} \leq \frac{k_b \times S_{yp}}{N}$$

$$\frac{F \times L}{\pi \times D^3} \leq \frac{k_b \times S_{yp}}{N}$$

$$\frac{32 \times F \times L}{\pi \times D^3} \leq \frac{k_b \times S_{yp}}{N}$$

$$\frac{32 \times 3,34N \times 0,006m}{3,14 \times (0,002m)^3} \leq \frac{0,95 \times S_{yp}}{1,3}$$

$$\frac{0,64Nm}{25 \times 10^{-9} m^3} \leq \frac{0,95 \times S_{yp}}{1,3}$$

$$S_{yp} \geq \frac{0,64Nm \times 1,3}{25 \times 10^{-9} \times 0,95}$$

$$S_{yp} \geq 36173913,04 \frac{N}{m^2} \times \frac{lbf}{4,45N} \times \frac{m^2}{1550in^2}$$

$$S_{yp} \geq 5244,49 \frac{lbf}{in^2}$$

Jadi bahan yang digunakan yaitu ASTM, Class 20 dengan nilai Syp adalah $20000 \frac{lbf}{in^2}$.

4.6 Analisa Daya

$$\begin{aligned} P_{tool} &= T \times \frac{n}{63000} \\ &= 126,31 lbf \cdot in \times \frac{200 rpm}{63000} \\ &= 0,41 hp \end{aligned}$$

Moment Inersia di cylinder

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

Karena massa yang digunakan adalah massa yang digerakkan oleh motor, sehingga:

$$\begin{aligned} m_c &= \frac{\pi \times L \times \rho}{4} (D_0^2 - D_1^2) \\ &= \frac{3,14 \times 0,3 m \times 7860 \frac{kg}{m^3}}{4} \times [(0,165 m)^2 - (0,155 m)^2] \\ &= 1836,9 \frac{kg}{m^2} \times 0,0032 m^2 \\ &= 5,88 kg \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} m_{flans} &= \frac{\pi \times L \times \rho \times D_0^2}{4} \times 2 \\ &= \frac{3,14 \times 0,004 m \times 7860 \frac{kg}{m^3} \times 0,165 m^2}{4} \times 2 \\ &= 1,34 kg \end{aligned}$$

$$m_{pahat} = \frac{\pi \times L \times \rho \times d^2}{4} \times 2$$

$$= \frac{3,14 \times 0,006 \text{ m} \times 7860 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times (0,002 \text{ m})^2}{4} \times 2$$

$$= 2,96 \times 10^{-4}$$

Jadi :

$$m_{\text{tot}} = m_c + m_{\text{filens}} + m_{\text{pakuat}}$$

$$= 5,88 \text{ kg} + 1,34 \text{ kg} + (2,96 \times 10^{-4})$$

$$= 7,22 \text{ kg}$$

$$W_{\text{tot}} = 7,22 \text{ kg} \times 9,81 \frac{\text{m}}{\text{sec}^2}$$

$$W_{\text{tot}} = 70,83 \text{ N} \times \frac{1 \text{ lbf}}{4,45 \text{ N}}$$

$$= 15,92 \text{ lbf}$$

Dimana:

$$m = \text{massatotal}$$

$$w = 15,92 \text{ lbf} \times \frac{4,45 \text{ N}}{1 \text{ lbf}}$$

$$= 70,84 \text{ N}$$

$$m = 70,84 \frac{\text{kg m}}{\text{sec}^2} \times \frac{1 \text{ kgm}}{9,81 \frac{\text{m}}{\text{sec}^2}}$$

$$= 7,22 \text{ kg}$$

$$r = \text{jari - jari cilinder} (82,5 \text{ mm} \times \frac{1 \text{ m}}{1000 \text{ mm}})$$

$$= 0,0825 \text{ m}$$

Jadi nilai r nya ditambah dengan tinggi paku yang muncul:

$$r = 0,0825 \text{ m} + 0,04 \text{ m}$$

$$= 0,0865 \text{ m}$$

Jadi besarnya nilai momentnya yaitu:

$$\begin{aligned}
 I &= \frac{1}{2} \times m \times r^2 \\
 &= \frac{1}{2} \times 7,22 \text{ kg} \times (0,0865 \text{ m})^2 \\
 &= \frac{1}{2} \times 7,22 \text{ kg} \times 0,00748 \text{ m}^2 \\
 &= 0,03 \text{ kgm}^2
 \end{aligned}$$

Dari nilai Inersianya maka kita dapat menentukan Torsinya, yaitu dengan menggunakan persamaan:

$$T = I \times \alpha$$

Dimana:

$$T = \text{Torsi (Nm)}$$

$$I = \text{inersia (kgm}^2\text{)}$$

$$\alpha = \text{kecepatan sudut } \frac{\text{rad}}{\text{sec}^2}$$

Sehingga :

$$\begin{aligned}
 T &= I \times \alpha \\
 &= 0,03 \text{ kgm}^2 \times 44,08 \frac{\text{rad}}{\text{sec}^2} \\
 &= 1,32 \frac{\text{kgm}^2}{\text{sec}^2} \\
 &= 1,32 \text{ Nm} \times \frac{1 \text{ lbf}}{4,45 \text{ N}} \times \frac{39,37 \text{ in}}{1 \text{ m}} \\
 &= 11,68 \text{ lbf in}
 \end{aligned}$$

Setelah kita mengetahui nilai Torsinya, maka akan kita dapatkan nilai Dayanya, yaitu:

$$\begin{aligned}
 P_{\text{cilinder}} &= T \times \frac{n_2}{63000} \\
 &= 11,68 \text{ lbf in} \times \frac{160 \text{ rpm}}{63000} \\
 &= 0,03 \text{ HP}
 \end{aligned}$$

Sehingga Daya totalnya yaitu:

$$\begin{aligned}
 P_{\text{tot}} &= P_{\text{cilinder}} + P_{\text{total}} \\
 &= 0,03 \text{ hp} + 0,41 \text{ hp} \\
 &= 0,43 \text{ hp}
 \end{aligned}$$

Sehingga nilai daya yang dibutuhkan:

$$\begin{aligned}
 P &= P_{\text{tot}} \times f_c \\
 &= 0,43 \text{ hp} \times 1,3 \\
 &= 0,56 \text{ hp}
 \end{aligned}$$

Jadi daya motor yang dibutuhkan, yaitu:

$$P_{\text{motor}} = \frac{P}{\eta_{\text{belt}}}$$

Dimana:

$$\eta_{\text{belt}} = 0,96 \text{ (ref 3 hal 251)}$$

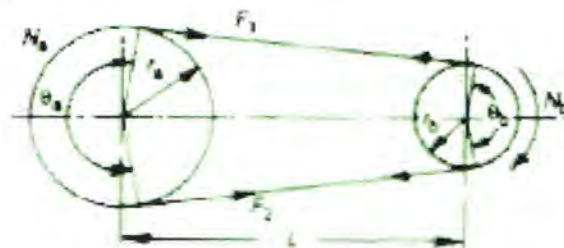
Sehingga besarnya daya motor:

$$\begin{aligned}
 P_{\text{mayor}} &= \frac{0,56 \text{ hp}}{0,96} \\
 &= 0,58 \text{ hp}
 \end{aligned}$$

Maka motor yang digunakan mempunyai daya 1 Hp = 0,751 Kw dengan putaran motor 900 rpm

4.7 Perhitungan Elemen Mesin

4.7.1 Perhitungan Belt dan Pulley



Gambar 4.7 Transmisi belt

Adapun perencanaan transmisi belt dan pulley motor ke pulley penggerak dimana direncanakan :

Putaran motor (n_1) = 900 rpm

Putaran mesin (n_2) = 200 rpm

Daya perencanaan (P_d) = 1 hp x 0,754 kW = 0,754kW

$$T_1 = 974000 \cdot \frac{0,754kW}{900rpm} = 815,99kgf.mm$$

Berdasarkan lampiran 1 didapat V-belt tipe A yang mempunyai luas penampang (a) = 0,81 cm²; lebar (b) = 13 mm dan tebal belt (h) = 8 mm.

4.7.1.1 diameter pulley yang digerakkan (D_p)

Untuk mencari diameter pulley yang digerakkan (D_p) dengan melihat persamaan 2.6 dasar teori maka akan didapatkan diameter pulley yang digerakkan, yaitu :

$$\frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{d_1}$$

$$n_1 \cdot d_1$$

Dimana :

$$D_2 = \text{diameter pulley yang digerakkan (mm)}$$

D_1 = diameter pulley penggerak (mm)

n_1 = putaran motor (900 rpm)

n_2 = putaran mesin (160 rpm)

Terlebih dahulu di tentukan diameter pulley penggerak yaitu 90mm

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

$$\frac{900rpm}{200rpm} = \frac{d_2}{90mm}$$

$$\frac{900rpm}{200rpm} = \frac{d_2}{90mm}$$

$$d_2 = \frac{900rpm \times 90mm}{200rpm}$$

$$= 405mm$$

4.7.1.2 Kecepatan linier

Untuk menghitung kecepatan linier pada pulley dengan melihat persamaan dasar teori maka akan didapatkan kecepatan linier pulley, yaitu:

$$\begin{aligned} V_{\text{penggerak}} &= \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n_1}{60.1000} \\ &= \frac{\pi \times 90mm \cdot 900rpm}{60.1000} = 4,24 \text{ m/s} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} V_{\text{mesin}} &= \frac{\pi \cdot D_2 \cdot n_2}{60.1000} \\ &= \frac{\pi \cdot 405mm \cdot 200rpm}{60.1000} = 4,24 \text{ m/s} \end{aligned}$$

4.7.1.3 Gaya Keliling Pulley

Setelah mengetahui besarnya kecepatan keliling pulley, maka kita akan dapat menghitung gaya keliling belt, dengan menggunakan persamaan, maka akan didapatkan :

$$\begin{aligned}
 F_{\text{rated}} &= \frac{102 \cdot P_m}{V_{\text{motor}}} \\
 &= \frac{102 \times 0,754 \text{ kW}}{4,24 \text{ m/s}} \\
 &= 18,17 \text{ kgf}
 \end{aligned}$$

Dari persamaan di atas diketahui gaya keliling belt, maka akan didapat over load factor ($\beta = 1,5$) dengan menggunakan dasar teori pada persamaan (2.10) maka gaya keliling maksimum sebesar:

$$\begin{aligned}
 F_{\text{max}} &= \beta \cdot f_{\text{rated}} \\
 F_{\text{max}} &= 1,5 \cdot 18,17 \text{ kgf} \\
 &= 27,26 \text{ kgf}
 \end{aligned}$$

4.7.1.4 Tegangan Pada Belt

Dimana :

ϕ = faktor tarikan (untuk V-belt = 0,7 – 0,9) (ref.4 hal 208)
 σ_0 = tegangan awal (untuk V-belt 12 kg/cm²)

Setelah mengetahui tegangan belt yang dianjurkan pada referensi Machine Elements hal 235 dan factor tarikan pada referensi Machine Elements hal 208, maka akan dapat menghitung tegangan belt sebesar :

$$\begin{aligned}
 \sigma_d &= 2 \cdot \phi \cdot \sigma \\
 &= 2 \cdot 0,9 \cdot 12 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \\
 &= 21,6 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}
 \end{aligned}$$

4.7.1.5 Jarak Antar Poros

$$\begin{aligned}
 a &= 2 R_2' \\
 &= 2 \times \frac{506 \text{ mm}}{2}
 \end{aligned}$$

Jarak untuk mengatur kekencangan dan kekendoran belt pada pulley motor dan pulley yang digerakkan :

$$\begin{aligned} a_{\min} &= a - 2 \cdot h, \text{ dimana nilai } h = 8\text{mm (lampiran 4)} \\ &= 510 \text{ mm} - 2 \cdot 8\text{mm} \\ &= 526 \text{ mm} \end{aligned}$$

a_{\min} = Jarak minimum agar belt tidak lepas dari pulley

$$\begin{aligned} a_{\max} &= (1,05 \text{ s/d } 1,1) \times a \\ &= 1,075 \times 510 \text{ mm} \\ &= 548,25 \text{ mm} \end{aligned}$$

4.7.1.6 Sudut Kontak

Dari perhitungan pada diameter pulley (D_1) (motor) sebesar 90 mm dan diameter pulley 2 (D_2) yang digerakkan diketahui sebesar 506 mm, dengan demikian akan dapat dihitung besarnya sudut kontak dengan menggunakan persamaan (2.13)

$$\begin{aligned} \alpha &= 180 - \frac{D_2 - D_1}{a} \cdot 60^\circ \\ &= 180 - \frac{405\text{mm} - 90\text{mm}}{405\text{mm}} \cdot 60^\circ \\ &= 180 - 46,67^\circ \\ &= 133,33^\circ \end{aligned}$$

4.7.1.7 Panjang Belt

Untuk menghitung panjang belt yang akan digunakan pada mesin ini, dengan menggunakan rumus pada persamaan , maka panjang belt adalah:

$$\begin{aligned} L &= 2 \times a + \frac{\pi}{2} (D_2 + D_1) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4 \times a} \\ L &= 2 \times a + \frac{\pi}{2} (D_2 + D_1) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4 \times a} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 &= 2 \times 530 \text{ mm} + \frac{\pi}{2} \times (405 \text{ mm} + 90 \text{ mm}) + \frac{(405 \text{ mm} - 90 \text{ mm})^2}{4 \times 530} \\
 &= 1060 \text{ mm} + 777,15 \text{ mm} + 46,8 \text{ mm} \\
 &= 1883,95 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

4.7.1.8 Gaya Efektif Untuk Menggerakkan Beban

$$\begin{aligned}
 T_1 &= (F_1 - F_2) D/2 \\
 F_e &= \frac{T_1}{r_p} \\
 &= \frac{814,5 \text{ kgf} \cdot \text{mm}}{45 \text{ mm}} \\
 &= 18,1 \text{ kgf} \\
 \frac{F_1}{F_2} &= e^{\mu \theta}
 \end{aligned}$$

Dimana : $\mu = 0,3$

$$\begin{aligned}
 \theta &= \frac{\alpha}{360} \times 2\pi \\
 &= \frac{133,33}{360^\circ} \times 2(3,14) \\
 &= 2,33 \text{ rad}
 \end{aligned}$$

Sehingga :

$$\begin{aligned}
 \frac{F_1}{F_2} &= e^{\mu \theta} \\
 &= 2,718^{0,3 \cdot 2,44} \\
 &= 2,08 \\
 F_1 &= 2,08 \cdot F_2
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \Rightarrow F_e &= 2,08 \cdot F_2 - F_2 \\ F_e &= 1,08 \cdot F_2 \\ F_2 &= \frac{18,1 \text{ kgf}}{1,08} \\ &= 16,76 \text{ kgf} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Maka : } F_1 &= 2,08 \cdot 16,78 \text{ kgf} \\ &= 34,9 \text{ kgf} \end{aligned}$$

4.7.1.9 Jumlah Belt

$$F = 27,26 \text{ kg}$$

$$\sigma_d = 22,94 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

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

Maka jumlah belt yang akan digunakan adalah :

$$\begin{aligned} Z &= \frac{F}{\sigma_d \cdot A} \\ &= \frac{27,26 \text{ kg}}{22,94 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \cdot 0,81 \text{ cm}^2} \\ &= 1,48 \Rightarrow 1 \text{ buah belt} \end{aligned}$$

4.7.1.10 Tegangan Maksimum

Berdasarkan paersamaan 2.18 maka tegangan maksimum pada belt :

$$\sigma_{\max} = \sigma_0 + \frac{F_{\text{rated}}}{2 \cdot Z \cdot A} + \frac{\gamma \cdot v^2}{10 \cdot g} + E_b \frac{h}{D_{\min}}$$

Dimana :

σ_0 : Tegangan awal V-Belt (12 kg/cm^2)

γ : Berat spesifikasi untuk bahan belt "Rubber Canvas" $1,25-1,5 \text{ kg/dm}^2$ (ref. 4 hal 213 tabel 22)

E_b : Modulus elastisitas $800-1200 \text{ kg/cm}^2$ (ref. 4 hal 213 tabel 22)



Maka :

$$\begin{aligned}
 \sigma_{\max} &= \sigma_0 + \frac{F_{\text{rated}}}{2 \cdot Z \cdot A} + \frac{\gamma \cdot v^2}{10 \cdot g} + E_b \frac{h}{D_{\min}} \\
 &= 22,94 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} + \frac{27,26 \text{kgf}}{2 \times 1 \times 0,81 \text{cm}^2} + \frac{1,3 \frac{\text{kg}}{\text{dm}^3} \times (4,24 \frac{\text{m}}{\text{sec}})^2}{10 \times 9,81 \frac{\text{m}}{\text{sec}^2}} + 900 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \times \frac{0,8 \text{cm}}{9 \text{cm}} \\
 &= 22,94 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} + 16,83 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} + 0,24 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} + 81 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \\
 &= 121,01 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}
 \end{aligned}$$

4.7.1.11 Putaran Belt per detik

Adapun data-data yang telah diketahui pada perhitungan (4.4.1) kecepatan keliling pulley, jumlah putaran belt akan diketahui dengan menggunakan persamaan pada dasar teori (2.19) adalah :

$$u_2 = \frac{v}{L}$$

Dimana :

$$v = 4,24 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$L = 0,51 \text{m}$$

Maka putaran belt per detik :

$$u_2 = \frac{v}{L}$$

$$= \frac{4,24 \frac{\text{m}}{\text{s}}}{0,51 \text{m}}$$

$$= 8,48 \frac{\text{put}}{\text{sec}}$$

4.7.1.12 Umur Belt

Umur belt dapat dihitung dengan menggunakan persamaan :

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

Adapun data-data yang diketahui :

$$N_{base} = 10^7 \text{ cycle (Ref. 4 hal 239)}$$

$$m = 8 \text{ untuk jenis V-Belt (Ref. 4 hal 239)}$$

$$\sigma_{fat} = 90 \text{ kg/cm}^2 \text{ (Ref. 4 hal 239)}$$

Maka :

$$\begin{aligned} H &= \frac{N_{base}}{3600 \cdot u \cdot Z} \left[\frac{\sigma_{fat}}{\sigma_{max}} \right]^m \\ &= \frac{10^7}{3600 \cdot 8,48,1} \times \left[\frac{90}{121,01} \right]^8 \\ &= 327,57 \times 0,094 \\ &= 3484,79 \text{ jam ker jam} \end{aligned}$$

4.7.1.13 Dimensi pulley

Untuk Belt Tipe A diperoleh data – data sebagai berikut :

$$e = 12,5 \text{ mm}$$

$$s = 10 \text{ mm}$$

$$c = 3,5 \text{ mm}$$

$$\varphi = 34 - 40$$

Pulley penggerak dihitung dengan persamaan sebagai berikut : Diameter luar

$$\begin{aligned} D_{out} &= d_1 + 2 \cdot c \\ &= 90 + 2 \cdot 3,5 = 97 \text{ mm} \end{aligned}$$

Diameter dalam

$$\begin{aligned} D_m &= D_{out} - 2 \cdot e \\ &= 97 - 2 \cdot 12,5 = 72 \text{ mm} \end{aligned}$$

Lebar pulley

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

$$= (1 - 1)16 + 2 \cdot 10 = 20 \text{ mm}$$

Dimensi pulley yang digerakkan dapat dicari dengan menggunakan persamaan (2.19), (2.20), dan (2.21).

Diameter luar

$$D_{out} = d_2 + 2 \cdot c$$

$$= 405 + 2 \cdot 3,5 = 511 \text{ mm}$$

Diameter dalam

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

$$= 511 - 2 \cdot 12,5 = 486 \text{ mm}$$

Lebar pulley

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

$$= (1 - 1)20 + 2 \cdot 10 = 20 \text{ mm}$$

4.7.1.14 Menghitung Gaya Berat Pulley

Untuk mencari gaya berat pulley terdapat data – data sebagai berikut :

$$\rho = 7860 \text{ kg/m}^3 \text{ (dipilih bahan cast iron)}$$

$$V = \frac{\pi}{4} (D_{out}^2 - D_{in}^2) B$$

$$= \frac{\pi}{4} (511^2 - 486^2) 20$$

$$= \frac{\pi}{4} (261121 - 23619) 20$$

$$= 3728781,4 \text{ mm}^3$$

$$= 3728781,4 \text{ mm}^3 \times \frac{\text{m}^3}{10^8 \text{ mm}^3}$$

$$= 0,00037 \text{ m}^3$$

Maka,

$$W = \rho \cdot V \cdot g$$

$$= 7860 \text{ kg/m}^3 \cdot 0,00037 \text{ m}^3 \cdot 9,81 \text{ m/s}^2$$

$$= 28,53 \text{ N}$$

4.7.1.15 Menghitung Gaya Pulley Terhadap Poros

Besarnya gaya pulley terhadap poros dapat dihitung dengan menggunakan persamaan:

$$F_p = \frac{F}{\varphi} \sin \frac{\alpha}{2}$$

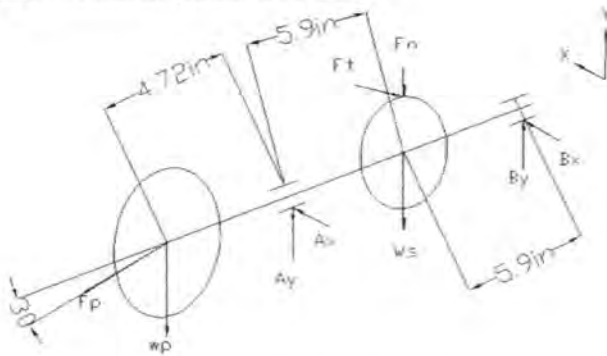
Dimana :

φ : faktor tarikan, untuk V-Belt 0,7-0,9

maka:

$$\begin{aligned} F_p &= \frac{F}{\varphi} \sin \frac{\alpha}{2} \\ &= \frac{28,53}{0,7} \sin \frac{139,59^\circ}{2} \\ &= 40,76 \times 0,94 \\ &= 38,31 \text{ N} \end{aligned}$$

4.7.2 Perencanaan Diameter Poros



Gambar 4.8 diagram benda bebas pada poros

Beban – beban yang diketahui

$$F_p = F_1 + F_2$$

$$F_p = 36,82 \text{ kgf} + 18,69 \text{ kgf}$$

$$= 55,51 \text{ kgf}$$

$$W_{pulley} = 1,5 \text{ N}$$

$$F_c = (m_{kain}) \times a_c$$

$$= \left(1,73 \text{ kg} \times 3,77 \frac{\text{m}}{\text{sec}^2} \right)$$

$$= 6,25 \frac{\text{kg} \cdot \text{m}}{\text{sec}^2}$$

$$= 6,25 \text{ N} \times \frac{1 \text{ lbf}}{4,45 \text{ N}}$$

$$= 1,47 \text{ lbf}$$

$$F_n = m_{cylinder} \times a_n$$

Dimana :

$$m_c = \frac{\pi \times L \times \rho}{4} (D_0^2 - D_1^2)$$

$$= \frac{3,14 \times 0,3 \text{ m} \times 7860 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}}{4} \times [(0,165 \text{ m})^2 - (0,155 \text{ m})^2]$$

$$= 1836,9 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2} \times 0,0032 \text{ m}^2$$

$$= 5,88 \text{ kg}$$

$$m_{flens} = \frac{\pi \times L \times \rho \times D_0^2}{4} \times 2$$

$$= \frac{3,14 \times 0,004 \text{ m} \times 7860 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times 0,165 \text{ m}^2}{4} \times 2$$

$$= 1,34 \text{ kg}$$

$$m_{pahat} = \frac{\pi \times L \times \rho \times d^2}{4} \times 2$$

$$= \frac{3,14 \times 0,006 \text{ m} \times 7860 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times (0,002 \text{ m})^2}{4} \times 2$$

$$= 2,96 \times 10^{-4}$$

Jadi :

$$m_{\text{tot}} = m_c + m_{\text{flens}} + m_{\text{pakat}}$$

$$= 5,88 \text{ kg} + 1,34 \text{ kg} + (2,96 \times 10^{-4})$$

$$= 7,22 \text{ kg}$$

$$W_{\text{tot}} = 7,22 \text{ kg} \times 9,81 \frac{\text{m}}{\text{sec}^2}$$

$$W_{\text{tot}} = 70,83 \text{ N} \times \frac{1 \text{ lbf}}{4,45 \text{ N}}$$

$$= 15,92 \text{ lbf}$$

$$F_n = m_{\text{tot}} + m_{\text{kain}} \times a_n$$

$$= (7,22 + 1,73 \text{ kg}) \times \omega^2 \times r$$

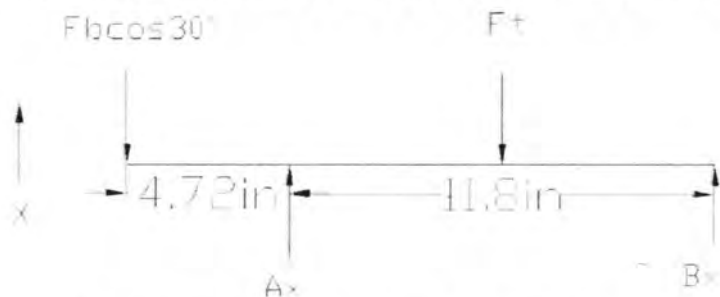
$$= 8,95 \text{ kg} \times 23,99$$

$$= 214,7 \text{ N} \times \frac{1 \text{ lbf}}{4,45 \text{ N}}$$

$$= 48,25 \text{ lbf}$$

4.7.2.1 Bidang Horizontal

Gaya – gaya yang bekerja pada poros horizontal (Sumbu x)



Gambar 4.9 gaya – gaya yang bekerja pada poros

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

$$F_p \cos 30^\circ - A_x - B_x + F_c = 0$$

$$12,48 \text{ lbf} \cos 30^\circ - A_x - B_x + 1,47 \text{ lbf} = 0$$

$$10,81 \text{ lbf} - A_x - B_x + 1,47 \text{ lbf} = 0$$

$$A_x + B_x = 12,28 \text{ lbf} \dots \dots \dots \text{persamaan 1}$$

Momen bending di bidang horizontal

$$\cup + \sum M_{Ax} = 0$$

$$F_c (5,9 \text{ in}) - B_x (11,8 \text{ in}) - F_p \cos 30^\circ (4,72 \text{ in}) = 0$$

$$1,47 \text{ lbf} (5,9 \text{ in}) - 11,8 A_x \text{ in}$$

$$- 12,48 \text{ lbf} \cos 30^\circ (4,72 \text{ in}) = 0$$

$$1,47 \text{ lbf} (5,9 \text{ in}) - 11,8 A_x \text{ in} - 10,81 \text{ lbf} (4,72 \text{ in}) = 0$$

$$8,67 \text{ lbf in} - 11,8 \text{ in} B_x - 51,02 \text{ lbf in} = 0$$

$$11,8 \text{ in} B_x = -42,35 \text{ lbf in}$$

$$B_x = -3,59 \text{ lbf}$$

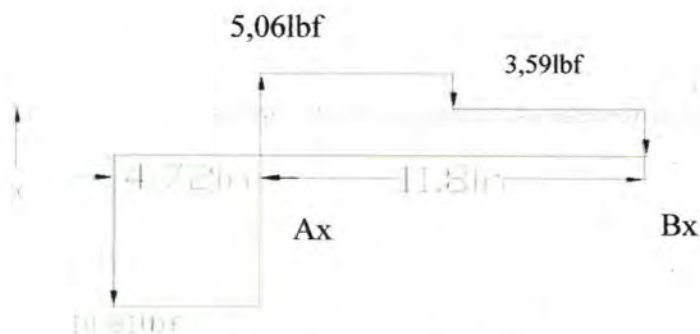
Setelah kita mendapatkan nilai B_x , kita masukan ke persamaan 1 untuk mendapatkan nilai A_x , maka:

$$A_x + B_x = 12,28 \text{ lbf}$$

$$A_x = 12,28 \text{ lbf} + 3,59 \text{ lbf}$$

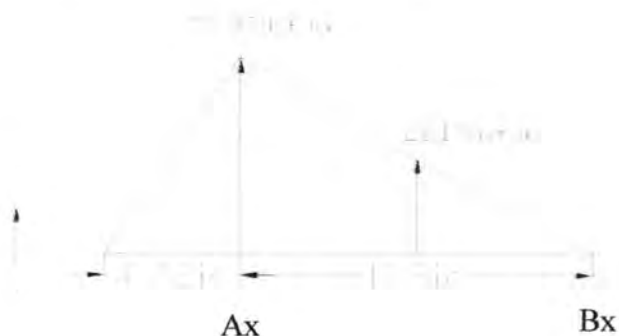
$$A_x = 15,87 \text{ lbf}$$

Setelah kita mendapatkan besar gaya – gaya yang bekerja, kita dapat menggambarkan diagram alir gaya



Gambar 4.10 diagram alir gaya

Setelah mendapatkan nilai gaya – gayanya, kita menggambar diagram momennya



Gambar 4.11 diagram moment

4.7.2.2 bidang Vertikal

Gaya – gaya yang bekerja pada bidang vertical

$$\downarrow + \sum F_y = 0$$

$$F_v \sin 30^\circ - A_y + F_n + W_{tot} - B_y = 0$$

$$12,48 \sin 30^\circ \text{ lbf} - A_y + 48,25 \text{ lbf} + 15,92 \text{ lbf} - B_y = 0$$

$$6,24 \text{ lbf} - A_y + 64,17 \text{ lbf} - B_y = 0$$

$$70,41 \text{ lbf} = A_y + B_y \dots \dots \dots \text{persamaan 1}$$

Momen bending di bidang vertical (sumbu y)

$$\sum M_{Ay} = 0$$

$$\begin{aligned} -F_y \sin 30^\circ (4,72 \text{ in}) + (F_n + W_{\text{cor}})(5,9 \text{ in}) - B_y &= 0 \\ -12,48 \sin 30^\circ \text{ lbf}(4,72 \text{ in}) + (48,25 \text{ lbf} + 15,92 \text{ lbf})(5,9 \text{ in}) - B_y &= 0 \\ -6,24 \text{ lbf}(4,72 \text{ in}) + 64,17 \text{ lbf}(5,9 \text{ in}) - B_y(11,8 \text{ in}) &= 0 \\ -29,45 \text{ lbf in} + 378,6 \text{ lbf in} - 11,8 \text{ in} B_y &= 0 \\ 349,15 \text{ lbf in} - 11,8 \text{ in} B_y &= 0 \end{aligned}$$

$$11,8 \text{ in} B_y = 349,15 \text{ lbf in}$$

$$B_y = 29,59 \text{ lbf}$$

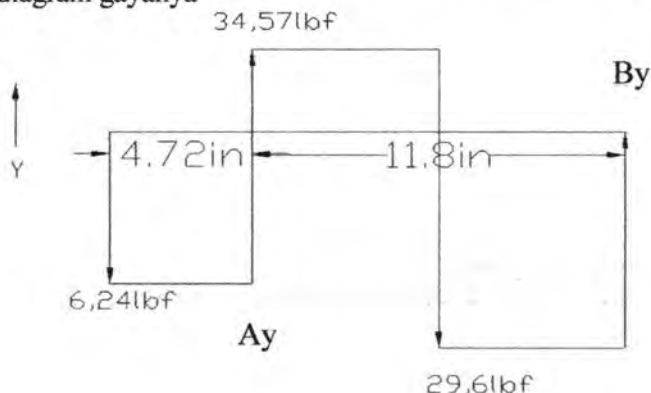
Setelah kita mendapatkan nilai B_y , kita akan mendapatkan nilai A_y melalui persamaan 1

$$70,41 \text{ lbf} = A_y + B_y$$

$$A_y = 70,41 \text{ lbf} - 29,59 \text{ lbf}$$

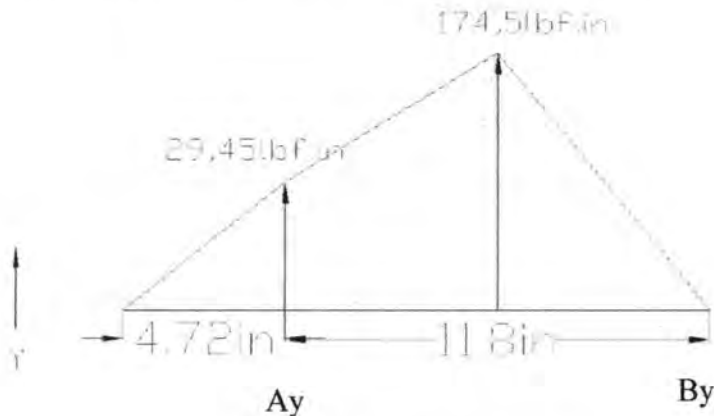
$$A_y = 40,81 \text{ lbf}$$

Setelah mengetahui nilai gaya – gayanya kita gambarkan diagram gayanya



Gambar 4.12 diagram gaya

Setelah mendapatkan nilai gayanya maka kita dapatkan nilai momentnya



Gambar 4.13 diagram moment

4.7.2.3 Mencari Bahan Poros Yang Aman

Data-data yang diketahui :

$$\begin{aligned}
 \text{Momen bending } (M_B) &= \sqrt{M_{Ax}^2 + M_{Fz}^2} \\
 &= \sqrt{(51,02 \text{ lbf.in})^2 + (174,5 \text{ lbf.in})^2} \\
 &= \sqrt{2603,04 \text{ lbf.in} + 30450,25 \text{ lbf.in}} \\
 &= \sqrt{33053,29 \text{ lbf.in}} \\
 &= 181,81 \text{ lbf.in}
 \end{aligned}$$

Torsi yang terjadi pada poros (M_T) = 393,75 lbf.in

Angka keamanan (N) = 3,5

Bahan poros yang digunakan adalah AISI 1010 HR dengan S_{yp} 63000 psi.

Sehingga panjang diameter poros yang aman adalah :

$$\tau_{maks} = \frac{S_{yp} \cdot 0,7}{N}$$

$$= \frac{63000 \times 0,7}{3.5}$$

$$= 12600 \text{Psi}$$

$$\tau_{maks} \geq \frac{16}{\pi D^3} \sqrt{M^2 + T^2}$$

$$12600 \text{psi} \geq \frac{16}{\pi \cdot D^3} \sqrt{(181,81 \text{ lbf})^2 + (393,75 \text{ lbf})^2}$$

$$D^3 \geq \frac{16}{\pi \cdot 12600 \text{psi}} \times \sqrt{33054,88 \text{ lbf} \cdot \text{in} + 155039,06 \text{ lbf} \cdot \text{in}}$$

$$D \geq \sqrt[3]{\frac{16}{\pi \cdot 12600 \text{psi}} \cdot 433,69 \text{ lbf} \cdot \text{in}}$$

$$D \geq 0,56 \text{in}$$

$$D \geq 14,22 \text{mm}$$

Diameter poros minimum yang diijinkan adalah 14,22 mm sehingga untuk lebih aman digunakan diameter poros sebesar 30 mm = 1,181 in

4.7.3 Perencanaan Pasak

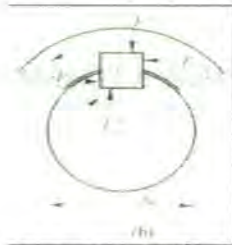
Dari perhitungan sebelumnya dan dari data-data yang direncanakan didapat:

- Torsi Poros (T) = 393,75 lbf.in
- Diameter Poros (D) = 1,181 in
- Karena mengalami beban kejut yang besar dan berulang-ulang maka $N=4,5$

Dengan melihat pada lampiran 5 diketahui dimensi pasak yang direncanakan adalah pasak tipe dasar, yaitu:

$$W = 0.25 \text{ in}$$

Bahan pasak 45010 *ASTM A220* $S_{yp} = 45000 \text{ psi}$



Gambar 4.14 Gaya terhadap pasak

$$\begin{aligned}
 S_{syp} &= 0.58 \times S_{yp} \\
 &= 0.58 \times 45000 \\
 &= 26100 \text{ psi}
 \end{aligned}$$

Daya yang terjadi pada pasak

$$F = \frac{T}{D/2} = \frac{393,75 \text{ lb.in}}{1,181 \text{ in}/2} = 667,37 \text{ lbf}$$

4.7.4.1 Tinjauan Terhadap Tegangan Geser

Tegangan geser yang timbul akibat gaya pada pasak

$$\begin{aligned}
 S_s &= \frac{S_{syp}}{N} \\
 &= \frac{26100}{4.5} = 5800 \text{ psi}
 \end{aligned}$$

Panjang pasak untuk tegangan geser

$$\begin{aligned}
 L_s &\geq \frac{2T}{S_s \times W \times D} \\
 L_s &\geq \frac{2 \times 667,37 \text{ lb.in}}{5800 \times 0,25 \times 1,181} \\
 L_s &\geq \frac{1334,74 \text{ lbf.in}}{1712,45}
 \end{aligned}$$

$$L \geq 0,78 \text{ in}$$

4.7.4.2 Tinjauan Terhadap Tegangan Kompresi

Tegangan kompresi yang timbul

$$\begin{aligned} S_c &= \frac{S_{cyp}}{N} \\ &= \frac{45000}{4.5} = 10000 \text{ psi} \end{aligned}$$

Panjang pasak untuk tegangan kompresi

$$\begin{aligned} L_c &\geq \frac{4T}{S_c \times H \times D} \\ L_c &\geq \frac{4 \times 667,37 \text{ lbf.in}}{10000 \times 0,25 \times 1,181} \\ L_c &\geq \frac{26694,48}{2952,5} \\ L_c &\geq 0,9 \text{ in} \\ L &= L_c + 0,25 \times D \\ &= 0,9 + (0,25 \times 1,181) \\ &= 1,19 \text{ in} \end{aligned}$$

4.7.4 Perencanaan Bantalan

Data-data yang diperlukan untuk perhitungan pemilihan bantalan untuk poros adalah :

1. Diameter poros = 30 mm = 1,181 in
2. Putaran pada poros = 160rpm
3. Gaya yang bekerja pada bantalan

$$\begin{aligned} Fa &= \sqrt{A_x^2 + A_y^2} \\ &= \sqrt{15,87^2 + 40,81^2} \end{aligned}$$

$$= \sqrt{251,86 \text{ lbf} + 1608,01 \text{ lbf}}$$

$$= \sqrt{1859,87 \text{ lbf}}$$

$$= 43,31 \text{ lbf}$$

$$F_b = \sqrt{B_x^2 + B_y^2}$$

$$= \sqrt{3,59^2 + 29,59^2}$$

$$= \sqrt{12,89 \text{ lbf} + 875,57 \text{ lbf}}$$

$$= \sqrt{888,46 \text{ lbf}}$$

$$= 29,81 \text{ lbf}$$

4. Dipilih bantalan tipe 62,06-Z ball bearing yang memiliki nilai $C_o = 11,2 \text{ kN}$ dan $C = 20,3 \text{ kN}$
5. Karena Ring dalam berputar maka $V = 1$

4.7.4.3 Menghitung Gaya Radial Bantalan

Mencari gaya radial bantalan di titik tumpuan yang terbesar yaitu dengan menggunakan persamaan (2.37)

$$F_a = \sqrt{(F_A)^2 + (F_B)^2}$$

$$= \sqrt{(43,31)^2 \text{ lbf} + (29,81)^2 \text{ lbf}}$$

$$= \sqrt{1875,76 \text{ lbf} + 888,64 \text{ lbf}}$$

$$= 52,58 \text{ lbf}$$

4.7.4.4 Mencari harga X dan Y :

$$\frac{i \times F_a}{C_o} = \frac{1 \times 52,58}{1310}$$

$$C_o = 1310$$

$= 0,04 \Rightarrow$ didapat harga $e = 0,05$ (interpolasi)

$$\rightarrow \frac{F_a}{V \times F_r} = \frac{52,58 \text{ lbf}}{1 \times 370953,5 \text{ lbf}} = 0,00014$$

$$\rightarrow \frac{F_a}{V \times F_r} > e \Rightarrow X = 0,56 \text{ dan } Y = 2,11$$

4.7.4.5 Menghitung Beban Equivalent

Untuk menghitung beban equivalent digunakan persamaan (2.38)

Dimana:

$$F_s = 1$$

$V = 1$ karena ring dalam yang berputar

Jadi

$$\begin{aligned} P &= F_s (X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a) \\ &= 1(0,56 \times 1 \times 43,31 \text{ lbf lbf} + 2,11 \times 0) \\ &= 24,25 \text{ lbf} \end{aligned}$$

4.7.4.6 Umur bantalan

$$\begin{aligned} L_{10} &= \left(\frac{C}{P} \right)^b \times 10^6 \\ &= \left(\frac{2710 \text{ lbf}}{24,25 \text{ lbf}} \right)^3 \times 10^6 \\ &= (111,75)^3 \times 10^6 \\ &= 1395637,54 \times 10^6 \text{ putaran} \end{aligned}$$

Atau

$$\begin{aligned} L_{10h} &= L_{10} \times \frac{1}{60 \times n} \\ &= \frac{1395637,54 \times 10^6}{60 \times 160 \text{ rpm}} \\ &= 145378910,8 \text{ jam kerja} \end{aligned}$$

Jika dalam satu hari = 8 jam kerja

$$\frac{145378910,8}{8} = 18172363,85 \text{ hari}$$

The background of the page is a repeating pattern of the ITS logo. Each logo consists of a circular emblem with a stylized figure inside, followed by the text 'ITS Institut Teknologi Sepuluh Nopember' in a sans-serif font. The logos are arranged in a grid-like pattern across the entire page.

BAB V

PENUTUP

BAB V KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Berdasarkan Perancangan dan Perhitungan pada Pembuatan Mesin Pengurai Kain Menjadi Serat, diperoleh :

- Motor yang dipakai 1 Hp dengan putaran 900 rpm.
- Bahan paku yang digunakan ASTM, Class 20 dengan nilai S_{yp} adalah $20000 \frac{lbf}{in^2}$.
- Diameter pulley penggerak 90 mm dan diameter pulley yang digerakkan 405 mm.
- Belt yang kami pakai berjumlah 1 dengan tipe A yang berbahan *Rubber Canvas*.
- Bahan poros AISI 1010 HR dengan S_{yp} 63 Ksi dengan diameter 30 mm.
- Pasak yang digunakan mempunyai lebar 6,5 mm dan panjang 27 mm.
- Bantalan yang digunakan *single row deep groove ball* dengan tipe 62,06-Z ball bearing yang memiliki nilai $C_o=11,2$ kN dan $C=20,3$ kN
- Percobaan yang kami lakukan kain *polyester* dengan massa 200 gram dapat diproses 30 detik dengan 3 kali memprosesan.

5.2 Saran

Dalam kegiatan ini masih memerlukan banyak perbaikan diantaranya :

1. Posisi pahat yang masih kurang baik.
2. Rangka yang masih berbunyi karena getaran mesin.
3. Diperlukan penelitian-penelitian lebih lanjut agar didapatkan suatu mesin yang dapat beroperasi yang lebih produktif.

DAFTAR PUSTAKA

1. HIBELLER, R.C, *Engineering Mechanics Dynamics*, ninth edition, Prentice Hall International Inc, New Jersey; 2001.
2. Soelarso, Ir. MSME, Suga Kyokatsu, *Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin* Jakarta; PT. Pradnya Paramita.
3. Dobrovolsky, *Machine Elements*, Moscow, Peace Publisher, 1998.
4. Deutschman, Aaron D. 1975. *Machine Design : Theory and Practice*. New York : Macmillan Publishing Co., Inc..
5. John Wiley & Sons, Inc. *Modern Textiles*. Toronto. 1978
6. Abdul Latief Sulam, *Teknik Pembuatan Benang Dan Pembuatan Kain*, jilid 1, untuk SMK

Lampiran 1.

Fundamental Equations of Dynamics

KINEMATICS		Equations of Motion	
Particle Rectilinear Motion		Particle	
Variable u	Constant $a = a_c$	$\Sigma \mathbf{F} = m\mathbf{a}$	
$a = \frac{dv}{dt}$	$v = v_0 + a_c t$	Rigid Body	
$v = \frac{ds}{dt}$	$s = s_0 + v_0 t + \frac{1}{2} a_c t^2$	$\Sigma \mathbf{F}_x = m(a_c)_x$	
$a \, dv = a \, ds$	$v = v_0^2 + 2a_c(s - s_0)$	(Plane Motion)	
		$\Sigma \mathbf{F}_y = m(a_c)_y$	
		$\Sigma M_O = I_O \alpha$ or $\Sigma M_P = \Sigma (M_k)_P$	
Particle Curvilinear Motion		Principle of Work and Energy	
x, y, z Coordinates	x, y, z Coordinates	$T_1 + U_{1-2} = T_2$	
$v_x = \dot{x}$ $a_x = \ddot{x}$	$v_r = \dot{r}$ $a_r = \ddot{r} - r\dot{\theta}^2$	Kinetic Energy	
$v_y = \dot{y}$ $a_y = \ddot{y}$	$v_\theta = r\dot{\theta}$ $v_\theta = r\ddot{\theta} + 2\dot{r}\dot{\theta}$	Particle	
$v_z = \dot{z}$ $a_z = \ddot{z}$	$v_z = \dot{z}$ $a_z = \ddot{z}$	$T = \frac{1}{2} m v^2$	
n, l, b Coordinates		Rigid Body	
$v = \dot{s}$	$a_t = \dot{v} = v \frac{dv}{ds}$	(Plane Motion)	
	$a_n = \frac{v^2}{\rho} = \frac{[1 + (dy/dx)^2]^{3/2}}{ d^2y/dx^2 }$	$T = \frac{1}{2} m v_G^2 + \frac{1}{2} I_G \omega^2$	
Relative Motion		Work	
$\mathbf{v}_B = \mathbf{v}_A + \mathbf{v}_{B/A}$	$\mathbf{a}_B = \mathbf{a}_A + \mathbf{a}_{B/A}$	Variable force	
		$U_P = \int F \cos \theta \, ds$	
Rigid Body Motion About a Fixed Axis		Constant force	
Variable α	Constant $\alpha = \alpha_c$	$U_F = (F \cos \theta) \Delta s$	
$\alpha = \frac{d\omega}{dt}$	$\omega = \omega_0 + \alpha_c t$	Weight	
$\omega = \frac{d\theta}{dt}$	$\theta = \theta_0 + \omega_0 t + \frac{1}{2} \alpha_c t^2$	$U_W = -W \Delta y$	
$\omega \, d\omega = \alpha \, d\theta$	$\omega^2 = \omega_0^2 + 2\alpha_c(\theta - \theta_0)$	Spring	
For Point P		$U_s = -(\frac{1}{2} k s^2 - \frac{1}{2} k s_0^2)$	
$s = \theta r$ $v = \omega r$ $a_t = \alpha r$ $a_n = \omega^2 r$		Couple moment	
		$U_M = M \Delta \theta$	
Relative General Plane Motion—Translating Axes		Power and Efficiency	
$\mathbf{v}_B = \mathbf{v}_A + \mathbf{v}_{B/A(\text{po})}$	$\mathbf{a}_B = \mathbf{a}_A + \mathbf{a}_{B/A(\text{po})}$	$P = \frac{dU}{dt} = \mathbf{F} \cdot \mathbf{v}$ $\epsilon = \frac{P_{\text{out}}}{P_{\text{in}}} = \frac{U_{\text{out}}}{U_{\text{in}}}$	
Relative General Plane Motion—Trans. and Rot. Axis		Conservation of Energy Theorem	
$\mathbf{v}_B = \mathbf{v}_A + \Omega \times \mathbf{r}_{B/A} + (\mathbf{v}_{B/A})_{\text{rot}}$	$\mathbf{a}_B = \mathbf{a}_A + \dot{\Omega} \times \mathbf{r}_{B/A} - \Omega \times (\Omega \times \mathbf{r}_{B/A}) + 2\Omega \times (\mathbf{v}_{B/A})_{\text{rot}} + (\mathbf{a}_{B/A})_{\text{rot}}$	$T_1 + V_1 = T_2 + V_2$	
KINETICS		Potential Energy	
Mass Moment of Inertia $I = \int r^2 \, dm$		$V = V_z - V_r$ where $V_z = -W y$, $V_r = +\frac{1}{2} k s^2$	
Parallel-Axis Theorem $I = I_G + m d^2$		Principle of Linear Impulse and Momentum	
Radius of Gyration $k = \sqrt{\frac{I}{m}}$		Particle	
		$m v_{G1} + \Sigma \int \mathbf{F} \, dt = m v_{G2}$	
		Rigid Body	
		$\Sigma (\text{sys. } mv)_1 = \Sigma (\text{sys. } mv)_2$	
		$\epsilon = \frac{(v_B)_2 - (v_A)_2}{(v_A)_1 - (v_B)_1}$	
		Principle of Angular Impulse and Momentum	
		Particle	
		$(H_G)_1 + \Sigma \int M_G \, dt = (H_G)_2$	
		where $H_G = (d)(mv)$	
		Rigid Body	
		$(H_G)_1 + \Sigma \int M_G \, dt = (H_G)_2$	
		where $H_G = I_G \omega$	
		$(H_O)_1 + \Sigma \int M_O \, dt = (H_O)_2$	
		where $H_O = I_O \omega$	
		Conservation of Angular Momentum	
		$\Sigma (\text{sys. } H)_1 = \Sigma (\text{sys. } H)_2$	

Tabel Breaking Tenacity

Table 2-3 *Breaking Tenacity*

<i>Fiber</i>	<i>BREAKING TENACITY^a</i> <i>GRAMS PER DENIER</i>	
	<i>Standard^b</i>	<i>Wet</i>
Natural fibers		
Cotton	4.0	5.0
Flax	5.5	6.5
Wool	1.5	1.0
Silk	4.5	3.9
Rubber	0.3	0.3
Man-made fibers		
Acetate	1.2 to 1.5	0.8 to 1.2
Rayon		
Regular tenacity	0.73 to 2.6	0.7 to 1.8
Medium tenacity	2.4 to 3.2	1.2 to 1.9
High tenacity	3.0 to 6.0	1.9 to 4.6
High wet modulus	2.5 to 5.5	1.8 to 4.0
Triacetate	1.2 to 1.4	0.8 to 1.0
Acrylic	2.0 to 3.5	1.8 to 3.3
Aramid		
Filament	4.3 to 5.1	3.2 to 3.9
Staple	3.7 to 5.3	2.7 to 4.1
Glass	7.0	7.0
Novoloid	1.5 to 2.5	1.3 to 2.3
Nylon		
Nylon 6,6 (regular tenacity)	4.0 to 6.0	2.6 to 6.0
Nylon 6,6 (high tenacity)	6.0 to 9.5	5.0 to 8.0
Nylon 6,6 (staple)	3.5 to 7.2	3.2 to 6.5
Nylon 6 (filament)	6.0 to 9.5	5.0 to 8.0
Nylon 6 (staple)	2.5	2.0
Olefin (polypropylene) (filament and staple)	4.8 to 7.0	4.8 to 7.0
Polyester		
Regular-tenacity filament	4.0 to 5.0	4.0 to 5.0
High-tenacity filament	6.3 to 9.5	6.2 to 9.4
Regular-tenacity staple	2.5 to 5.0	2.5 to 5.0
High-tenacity staple	5.0 to 6.5	5.0 to 6.4
Saran (filament)	Up to 1.5	Up to 1.5
Spandex (filament)	0.6 to 0.9	0.6 to 0.9
Vinyon (staple)	0.7 to 1.0	0.7 to 1.0

^a *Breaking tenacity: the stress at which a fiber breaks, expressed in terms of grams per denier.*

^b *Standard moisture regain: the moisture regain of a fiber (expressed as a percentage of the moisture-free weight) at 70°F and 65 percent relative humidity. Variations depend on fiber type.*

Note: Data given in ranges may fluctuate according to introduction of fiber modifications or additions and deletions of fiber types.

Lampiran 3

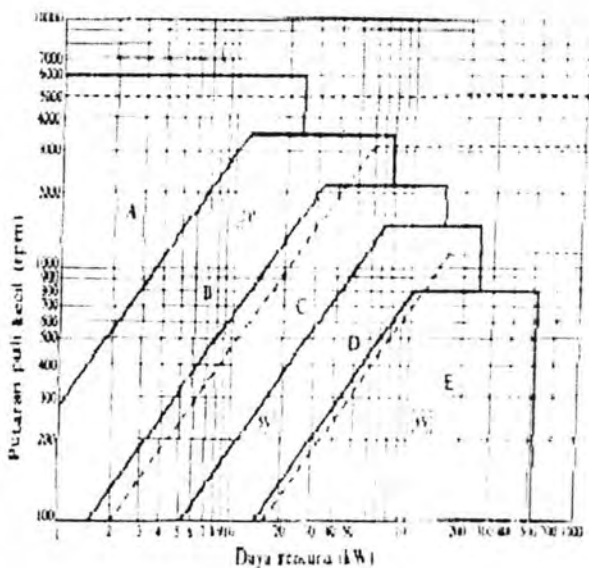
Currently used systems of units

Quantity (Symbol)	System		
	SI System	Imperial System	Metric System
Length (L)	Meter (m) 1 m = 39,37 in 1 m = 3,281 ft Micron (μm) 1 μm = 10^{-6} m	Inch (in) 1 in = 0,0254 m Foot (ft) 1 ft = 0,3048 m	Centimeter (cm). 1 cm = 10^{-2} m Milimeter (mm) 1 mm = 10^{-3} m
Area (A)	Squer meter (m^2) 1 m^2 = 1550 in^2	Squere inch (in^2) 1 in^2 = $0,645 \times 10^{-3}$ m^2 1 in^2 = 6,45 cm^2	Square centimeter (cm^2) 1 cm^2 = 10^{-4} m^2
Volume (V)	Cubic meter (m^3) 1 m^3 = 220 gal 1 m^3 = 10^3 liter	Cubic inch (in^3) 1 in^3 = $16,39 \cdot 10^{-6}$ m^3 Galon (gal) 1 gal = 277,4 in^3 1 gal = 0,00454 m^3 Cubic foot (ft^3) 1 ft^3 = 6,24 gal	Cubic centimeter (cm^3) 1 cm^3 = 10^{-6} m^3 Liter (l) 1 l = 10^{-3} m^3
Time (t)	Second (s)	Minute (min)	Minute (min)
Volumetric Flow rate (q)	Cubic meter per second (m^3/s) 1 m^3/s = $13,2 \times 10^3$ gal/min	Cubic inches per minute (in^3/min) Gallons per minute (gal/min)	Liter per minute (l/min)
Velocity (v)	Meter per second (m/s)	Feet per second (ft/s)	Meter per minute (m/min)
Acceleration (a)	Meter per second squared (m/s²)	Feet per second squared (ft/s²)	Meter per second squared (m/s²)
Mass (M)	Kilogram (kg) 1 kg = 2,2 lb	Pound mass (lb) 1 lb = 0,4536 kg	$\text{Kg} \cdot \text{s}^2/\text{m} = 9,807$ kg
Force or weight (F or P)	Newton (N)	Pound force (lb) 1 lbf = 4,45 N	Kilogram force (kp) 1 kp = 1 kgf = 9,81 N

Torque M or T	Newton meter (Nm)	Foot pound force (ft.lbf) 1 ft lbf = 1,356 J	Kilogram force meter (kpm) 1 kpm = 1 kg fm = 9,81 Nm
Pressure (P)	Newton per square meter (N/m²) 1 bar = 10 ⁵ N/m ² 1 pa (pascal) = 1 N/m ²	Pound force per square inch (lbf/in²) 1 lbf/in ² = 6897 N/m ²	Kilogram force per square centimeter (kgf/cm²) 1 kgf/cm ² = 9,81.10 ⁴ N/m ²
Work (A or W)	Joule (J) 1 J = 1 Nm	Foot pound force (ft.lbf) 1 ft lbf = 1,356 J	Kilogram force meter (kgfm) 1 kgfm = 9,81 J

Lampiran 4

Diagram Pemilihan Sabuk V



Lampiran 5

Diameter minimum pulley yang diizinkan

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

Lampiran 6

Dimensi tipe pasak datar

Table 7-6 Dimensions of square plain parallel stock keys (dimensions in inches, see Figure 7-7a on next page)

Shaft Diameter	Width and Thickness of Key, w	Height of Key, h	Shaft Diameter	Width and Thickness of Key, w	Height of Key, h	Shaft Diameter	Width and Thickness of Key, w	Height of Key, h	Shaft Diameter	Width and Thickness of Key, w	Height of Key, h
$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{8}$	0.430	$\frac{1}{4}$	$\frac{3}{8}$	1.225	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{2}$	2.021	$\frac{3}{4}$	1	3.209
$\frac{9}{16}$	$\frac{1}{8}$	0.493	$\frac{1}{2}$	$\frac{3}{8}$	1.249	$\frac{7}{8}$	$\frac{5}{8}$	2.064	$\frac{15}{16}$	1	3.273
$\frac{5}{8}$	$\frac{3}{16}$	0.517	$\frac{3}{4}$	$\frac{3}{8}$	1.352	$1\frac{1}{8}$	$\frac{5}{8}$	2.144	1	1	3.437
$\frac{11}{16}$	$\frac{3}{16}$	0.541	$1\frac{1}{8}$	$\frac{3}{8}$	1.416	$1\frac{1}{4}$	$\frac{5}{8}$	2.275	$1\frac{1}{4}$	1	3.590
$\frac{3}{4}$	$\frac{3}{16}$	0.644	$1\frac{1}{8}$	$\frac{3}{8}$	1.479	$1\frac{3}{4}$	$\frac{5}{8}$	2.402	$1\frac{3}{8}$	1	3.881
$\frac{17}{16}$	$\frac{3}{16}$	0.708	$1\frac{3}{4}$	$\frac{3}{8}$	1.542	$2\frac{1}{8}$	$\frac{3}{4}$	2.450	$1\frac{7}{8}$	1	3.944
$\frac{7}{8}$	$\frac{3}{16}$	0.771	$1\frac{3}{4}$	$\frac{1}{2}$	1.527	$2\frac{1}{4}$	$\frac{3}{4}$	2.514	$2\frac{1}{4}$	$\frac{1}{4}$	4.042
$\frac{15}{16}$	$\frac{1}{4}$	0.796	$2\frac{1}{8}$	$\frac{1}{2}$	1.591	3	$\frac{1}{4}$	2.577	$2\frac{1}{2}$	$\frac{1}{4}$	4.232
1	$\frac{1}{4}$	0.859	$2\frac{1}{8}$	$\frac{1}{2}$	1.655	$3\frac{1}{8}$	$\frac{1}{4}$	2.704	3	$1\frac{1}{4}$	4.296
$1\frac{1}{16}$	$\frac{1}{4}$	0.923	$3\frac{1}{8}$	$\frac{1}{2}$	1.718	$3\frac{1}{4}$	$\frac{1}{4}$	2.831	$3\frac{1}{4}$	$1\frac{1}{2}$	4.350
$1\frac{1}{8}$	$\frac{1}{4}$	0.956	$3\frac{1}{8}$	$\frac{1}{2}$	1.782	$3\frac{3}{8}$	$\frac{2}{8}$	2.880	$3\frac{7}{8}$	$1\frac{1}{2}$	4.740
$1\frac{3}{16}$	$\frac{1}{4}$	1.049	$4\frac{1}{8}$	$\frac{1}{2}$	1.845	$3\frac{7}{16}$	$\frac{2}{8}$	2.944	$4\frac{1}{2}$	$1\frac{1}{4}$	4.803
$1\frac{1}{4}$	$\frac{1}{4}$	1.112	$4\frac{1}{8}$	$\frac{1}{2}$	1.909	$3\frac{1}{2}$	$\frac{7}{8}$	3.007	$4\frac{3}{4}$	$1\frac{1}{2}$	4.900
$1\frac{5}{16}$	$\frac{5}{16}$	1.137	$4\frac{3}{4}$	$\frac{1}{2}$	1.972	$3\frac{5}{8}$	$\frac{7}{8}$	3.140	$5\frac{1}{16}$	$1\frac{1}{2}$	5.091
$1\frac{3}{8}$	$\frac{5}{16}$	1.201	$5\frac{1}{8}$	$\frac{1}{2}$	1.937	$3\frac{3}{4}$	$\frac{7}{8}$	3.261	6	$1\frac{1}{2}$	5.155

SOURCE: ASME AND BRENDA B11.1-1967.

Intersect on $W = 0.020$ in. for shafts $\frac{1}{8}$ to $\frac{1}{4}$ in., on $W = 0.021$ in. for shafts $\frac{1}{4}$ to $\frac{3}{4}$ in., on $W = 0.022$ in. for shafts $\frac{3}{4}$ to 1 in., on $W = 0.023$ in. for shafts 1 to 1 1/2 in., on $W = 0.024$ in. for shafts 1 1/2 to 2 in., on $W = 0.025$ in. for shafts 2 to 3 in., on $W = 0.026$ in. for shafts 3 to 4 in., on $W = 0.027$ in. for shafts 4 to 5 in., on $W = 0.028$ in. for shafts 5 to 6 in., on $W = 0.029$ in. for shafts 6 to 8 in., on $W = 0.030$ in. for shafts 8 to 10 in., on $W = 0.031$ in. for shafts 10 to 12 in., on $W = 0.032$ in. for shafts 12 to 14 in., on $W = 0.033$ in. for shafts 14 to 16 in., on $W = 0.034$ in. for shafts 16 to 18 in., on $W = 0.035$ in. for shafts 18 to 20 in., on $W = 0.036$ in. for shafts 20 to 22 in., on $W = 0.037$ in. for shafts 22 to 24 in., on $W = 0.038$ in. for shafts 24 to 26 in., on $W = 0.039$ in. for shafts 26 to 28 in., on $W = 0.040$ in. for shafts 28 to 30 in., on $W = 0.041$ in. for shafts 30 to 32 in., on $W = 0.042$ in. for shafts 32 to 34 in., on $W = 0.043$ in. for shafts 34 to 36 in., on $W = 0.044$ in. for shafts 36 to 38 in., on $W = 0.045$ in. for shafts 38 to 40 in., on $W = 0.046$ in. for shafts 40 to 42 in., on $W = 0.047$ in. for shafts 42 to 44 in., on $W = 0.048$ in. for shafts 44 to 46 in., on $W = 0.049$ in. for shafts 46 to 48 in., on $W = 0.050$ in. for shafts 48 to 50 in.

Lampiran 7

Standart dimensi dan beban pada bearing

Standard Dimensions and Load Ratings of Radial Rolling Bearings

Bearing Size J	Shoulder Dia II	Bore Dia I	Mounting hole dia III			Mounting hole dia II										Mounting hole dia I																																																																																																																																																																																																																											
			Shoulder Dia III	Shoulder Dia IV	Shoulder Dia V	Shoulder Dia VI		Shoulder Dia VII		Shoulder Dia VIII		Shoulder Dia IX		Shoulder Dia X		Shoulder Dia XI	Shoulder Dia XII	Shoulder Dia XIII																																																																																																																																																																																																																									
						Shoulder Dia VI	Shoulder Dia VII	Shoulder Dia VIII	Shoulder Dia IX	Shoulder Dia X	Shoulder Dia XI	Shoulder Dia XII	Shoulder Dia XIII																																																																																																																																																																																																																														
4	6	8	10	12	15	18	22	28	35	42	50	60	70	80	90	100	110	120	130	140	150	160	170	180	190	200	215	230	250	280	300	315	330	350	370	380	400	420	450	480	500	530	560	600	630	650	680	720	750	780	800	850	900	950	1000	1050	1100	1150	1200	1250	1300	1350	1400	1450	1500	1550	1600	1650	1700	1750	1800	1850	1900	1950	2000	2050	2100	2150	2200	2250	2300	2350	2400	2450	2500	2550	2600	2650	2700	2750	2800	2850	2900	2950	3000	3050	3100	3150	3200	3250	3300	3350	3400	3450	3500	3550	3600	3650	3700	3750	3800	3850	3900	3950	4000	4050	4100	4150	4200	4250	4300	4350	4400	4450	4500	4550	4600	4650	4700	4750	4800	4850	4900	4950	5000	5050	5100	5150	5200	5250	5300	5350	5400	5450	5500	5550	5600	5650	5700	5750	5800	5850	5900	5950	6000	6050	6100	6150	6200	6250	6300	6350	6400	6450	6500	6550	6600	6650	6700	6750	6800	6850	6900	6950	7000	7050	7100	7150	7200	7250	7300	7350	7400	7450	7500	7550	7600	7650	7700	7750	7800	7850	7900	7950	8000	8050	8100	8150	8200	8250	8300	8350	8400	8450	8500	8550	8600	8650	8700	8750	8800	8850	8900	8950	9000	9050	9100	9150	9200	9250	9300	9350	9400	9450	9500	9550	9600	9650	9700	9750	9800	9850	9900	9950	10000

Table 7. Standard Dimensions and Load Ratings of Radial Rolling Bearings. See Fig. 7.1.

Lampiran 8

Faktor X dan Y ball and Roller bearing

Factor X and Y for ball and roller bearings

Contact angle in deg	$\frac{F_a}{C_0}$	Single-Row Bearing ¹		Double-Row Bearing ¹				e
		$F_a/VF_r > e$		$F_a/VF_r < e$				
		X	Y	X	Y	X	Y	
Radial-contact groove ball bearing ²								
	0.014		2.30			2.30	0.14	25
	0.028		1.90			1.90	0.22	50
	0.056		1.71			1.71	0.25	100
	0.084		1.55			1.55	0.28	150
	0.11	0.5e	1.45	1.0	0	0.5e	0.10	200
	0.17		1.31				0.14	300
	0.28		1.15				0.18	500
	0.42		1.04				0.24	750
	0.56		1.00				0.30	1000

	$\frac{F_a}{C_0}$	Angular-Contact groove ball bearings ³						F_a mil ⁴	
		Use X, Y, and e val- ues appli- cable to single-row radial- contact ⁵ bearings	2.78		3.74		0.23		25
			1.0	1.75	0.78	2.06			
5	0.014		2.78		3.74	0.23	25		
	0.028	0.5e	2.40	1.0	3.23	0.26	50		
	0.056		2.07		2.78	0.30	100		
	0.085		1.87		2.52	0.34	150		
	0.11		1.75		2.36	0.36	200		
	0.17		1.58		2.13	0.40	300		
	0.28		1.39		1.87	0.45	500		
0.42	1.26		1.69		0.50	750			
0.56	1.21	1.63	0.52	1000					
10	0.014		2.18		3.06	0.24	25		
	0.028	0.4e	1.98	1.0	2.78	0.27	50		
	0.057		1.76		2.47	0.30	100		
	0.086		1.63		2.20	0.34	150		
	0.11		1.55		2.18	0.40	200		
	0.17		1.42		2.00	0.44	300		
	0.29		1.27		1.79	0.48	500		
0.43	1.17		1.64		0.54	750			
0.57	1.14	1.63	0.54	1000					
15	0.015		1.65		2.39	0.34	25		
	0.029	0.44	1.57	1.0	2.28	0.40	50		
	0.058		1.46		2.11	0.43	100		
	0.087		1.38		2.00	0.46	150		
	0.12		1.34		1.93	0.47	200		
	0.17		1.26		1.82	0.50	300		
	0.29		1.14		1.69	0.55	500		
0.44	1.12		1.63		0.56	750			
0.58	1.12	1.63	0.56	1000					
20	0.43	1.00	1.0	1.09	0.70	1.63	0.57		
25	0.41	0.87	1.0	0.92	0.67	1.41	0.68		
30	0.39	0.76	1.0	0.78	0.63	1.24	0.60		
35	0.37	0.66	1.0	0.66	0.60	1.07	0.55		
40	0.35	0.57	1.0	0.55	0.57	0.93	1.14		

Self-aligning ball bearings

	0.40	0.4 cot α	1.0	0.42 cot α	0.65	0.65 cot α	1.5 tan α
--	------	-----------	-----	------------	------	------------	-----------

Roller-bearings, self-aligning, tapered⁶

α = 90	0.4	0.4 cot α	1.0	0.45 cot α	0.67	0.67 cot α	1.5 tan α
--------	-----	-----------	-----	------------	------	------------	-----------

SOURCE: *Shigley's Machine Design*, 3rd Edition, McGraw-Hill Book Co., New York, 1959.

NOTE: Values of X, Y, and e for a load at contact angle other than shown are obtained by linear interpolation.

¹ C₀ is the static load rating, i is the number of rows of balls (two for radial contact bearings).

² For single-row bearings, when F_a/VF_r < e, use X = 1 and Y = 0.

When calculating the equivalent load for a ball consisting of two rows of angular-contact ball bearings in a shaft mounting,

"two to one" or "two to half," the load is combined as one double-row angular-contact ball bearing.

³ When calculating the equivalent load for a set consisting of two or more angular-contact ball bearings in a shaft mounting

"to one-half," the bearings are substituted individually as single-row ball bearings.

⁴ Dimensional bearings are given in the parentheses.

⁵ Dimensional maximum value of F_a/C₀ depends on the bearing design.

⁶ For α = 0, F_a = 0 and e = 1.

Lampiran 9

Type Service Ball Bearing

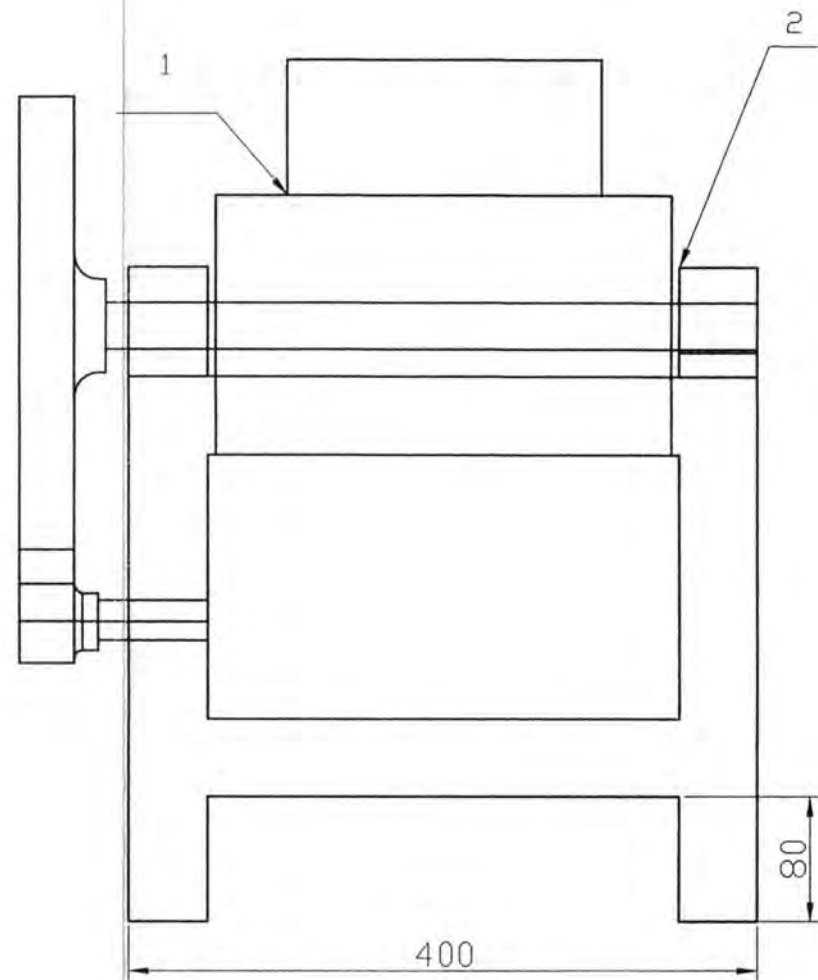
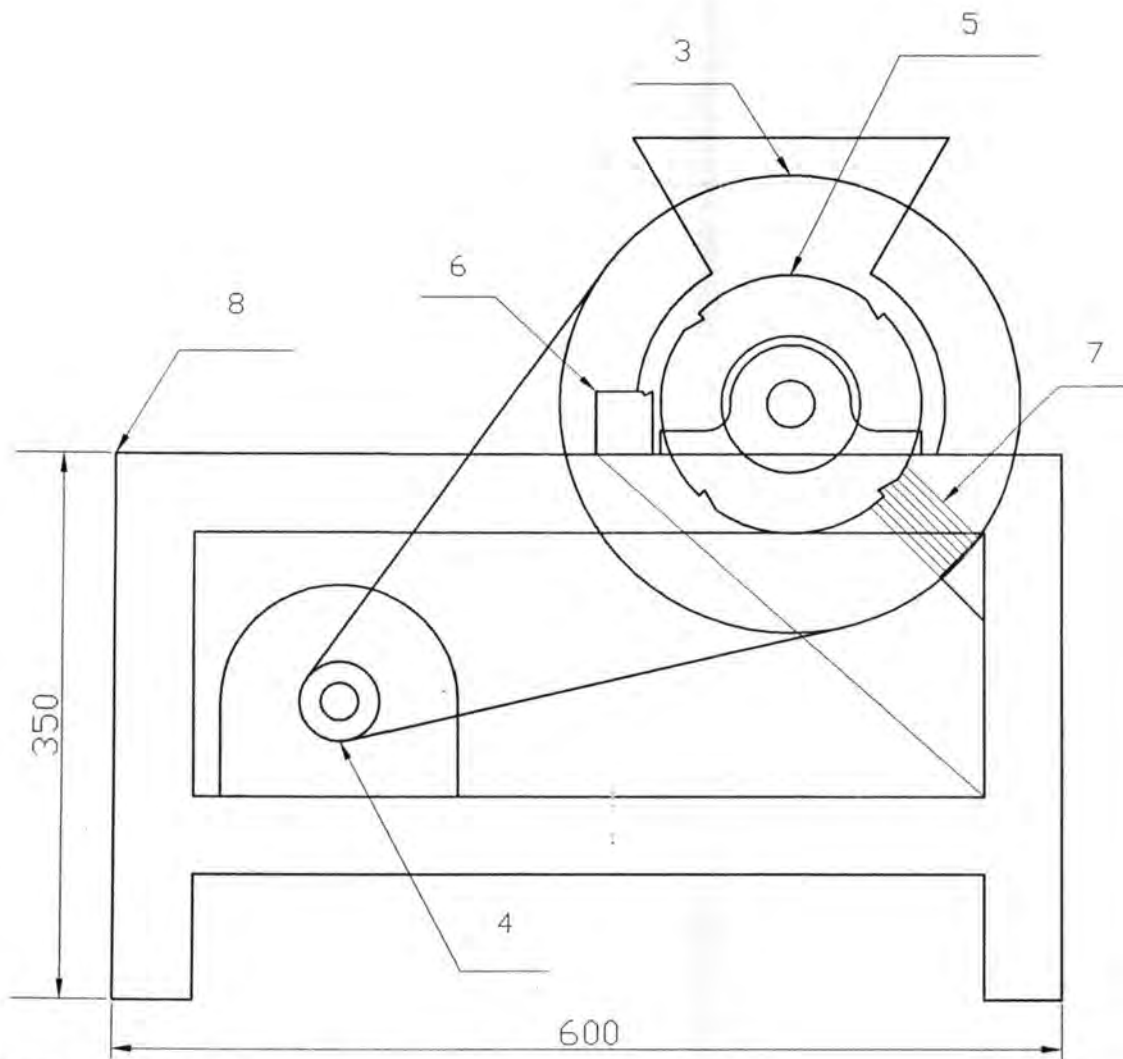
Ball bearing service factors, F_s

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

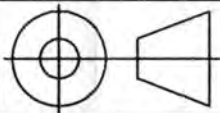
Lampiran 10

Faktor Koreksi

Mesin yang digerakkan		Penggerak					
		Momen puntir puncak $\leq 200^*$			Momen puntir puncak $> 200^*$		
		Motor arus bolak-balik (momen nominal, kapasitas busung, sinkron), motor arus searah (jenis lain)			Motor arus bolak-balik (momen tinggi, fase tunggal, listrik ac), motor arus searah (jenis lain), motor listrik seri, mesin tarik, kopling tak tetap		
		Jumlah jam kerja tiap hari			Jumlah jam kerja tiap hari		
		3-5 jam	6-10 jam	16-24 jam	3-5 jam	6-10 jam	16-24 jam
Variasi beban sangat kecil	Penggerak zat cair, kipas angin, blower (sampai 7,5 kW) pompa sentrifugal, konveyor udara 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 tarik, peluncur, mesin perkakas, mesin perantara	1,2	1,3	1,4	1,4	1,5	1,6
Variasi beban sedang	Konveyor (tembok, akrilik), pompa tenaga, kompresor, gilingan pelat, penggerek, roots-blower, mesin tekstil, mesin kayu	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8
Variasi beban besar	Penghancur, gasing bola atau batang, pengangkat, mesin pabrik karet (rol, kalender)	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9	2,0



NO	NAMA BAGIAN	NO	NAMA BAGIAN
1	CHASIS	8	KERANGKA
2	BEARING	9	
3	PULLEY BESAR	10	
4	PULLEY KECIL	11	
5	SILINDER	12	
6	RUMAH PAHAT	13	
7	SIKAT BAJA	14	

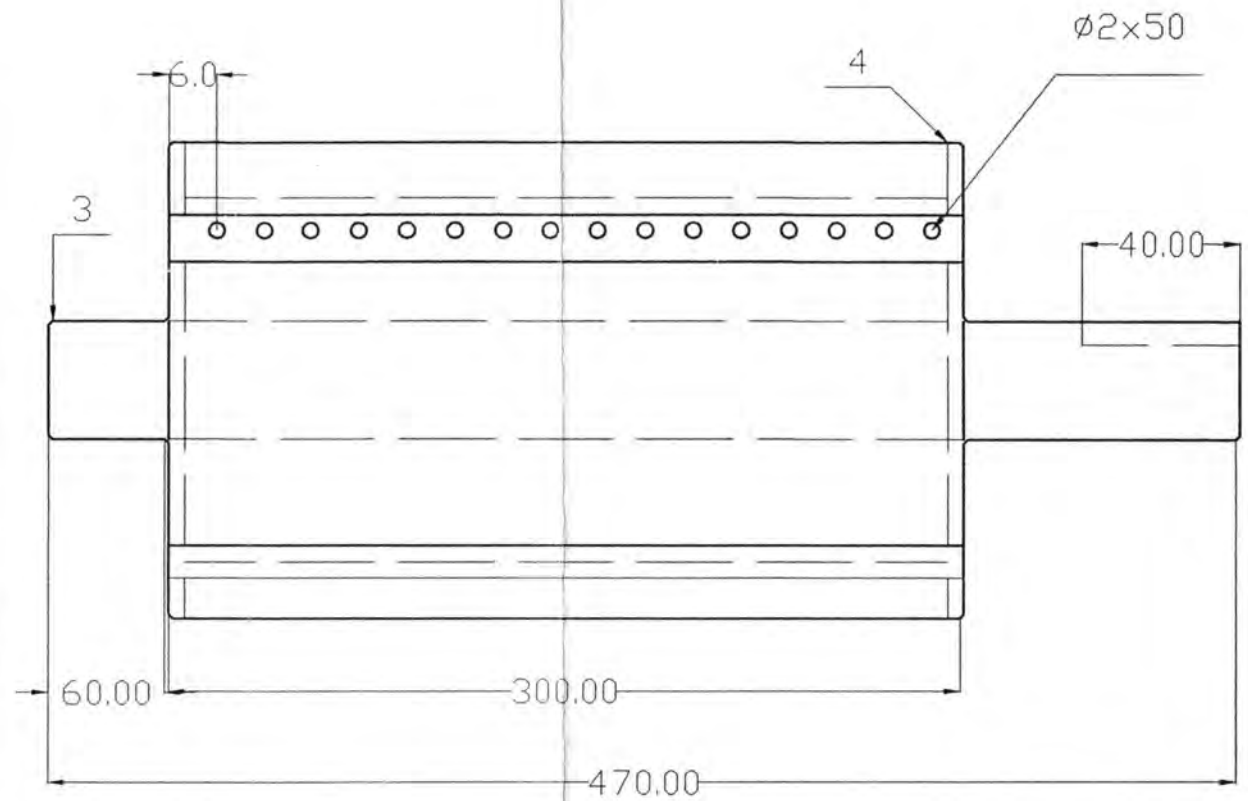
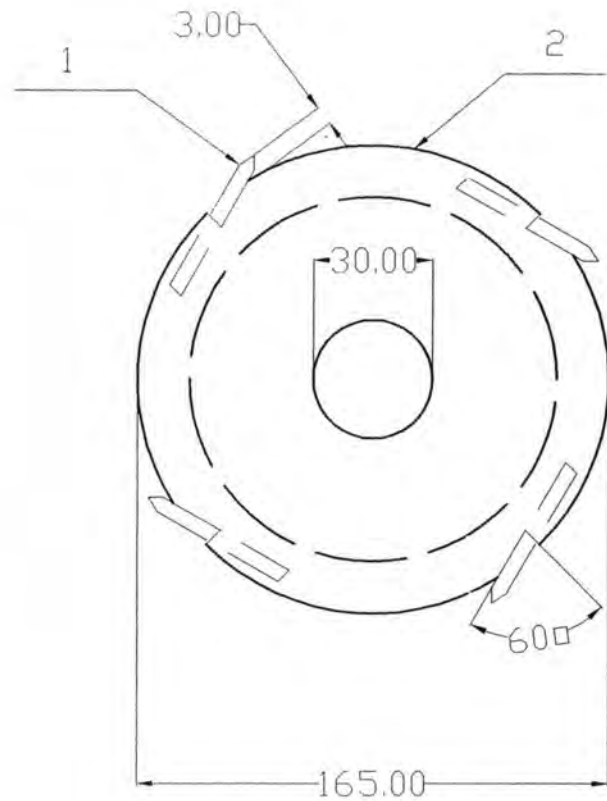


SKALA : 1:1
SATUAN : mm
TANGGAL :

DIGAMBAR: AKHMAD dan YULYA
NRP : 2106039007/2106039007
DILIHAT : Ir.SYAMSUL H ,MT

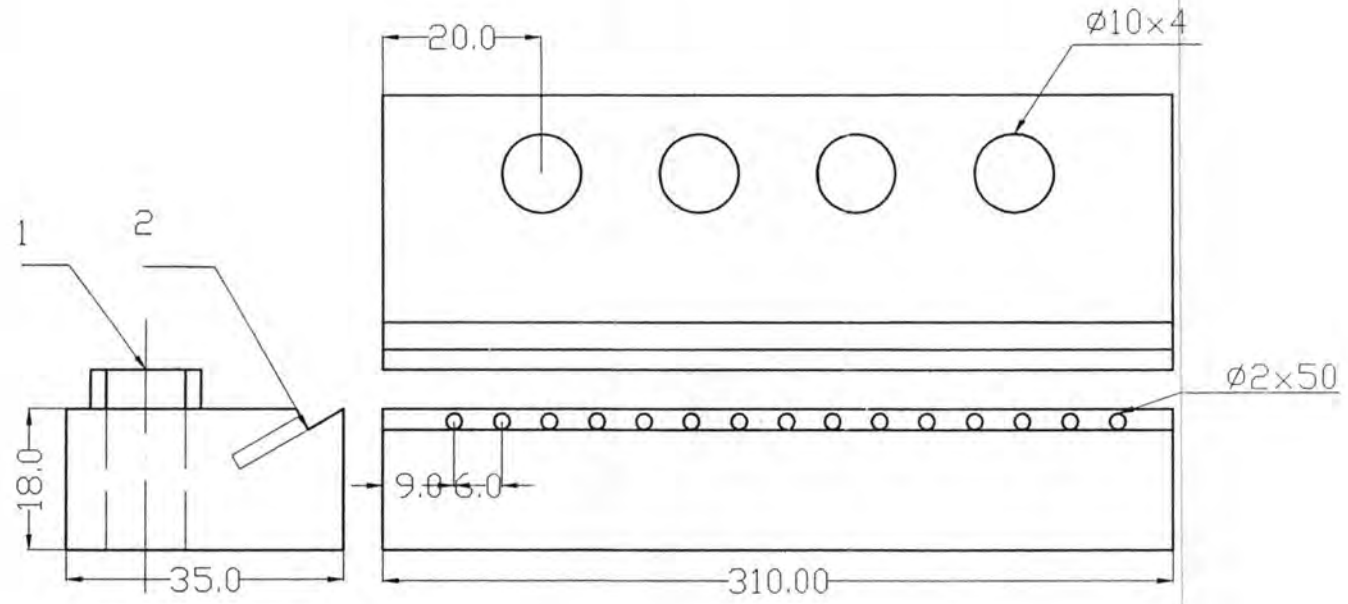
Keterangan :

NO	NAMA BAGIAN	NO	NAMA BAGIAN
1	PAKU	8	
2	SILINDER BERONGGA	9	
3	SELINDER PEJAL	10	
4	FLANS	11	
5		12	
6		13	
7		14	

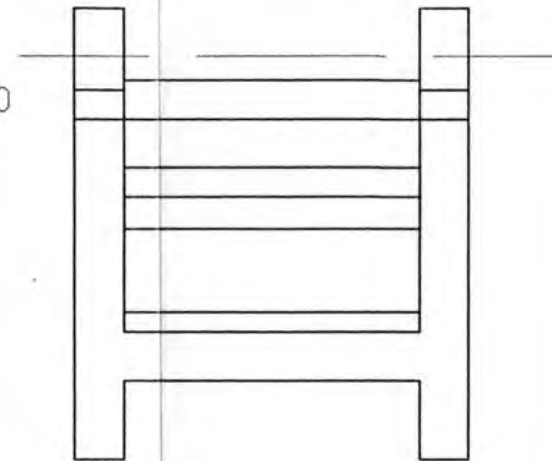
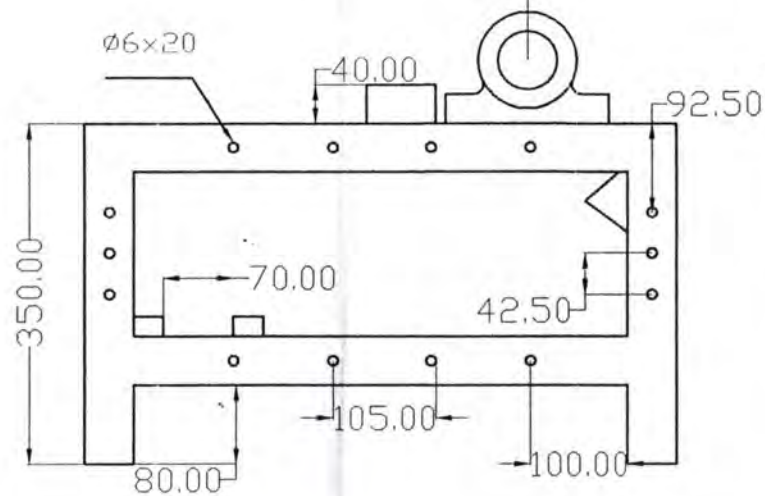
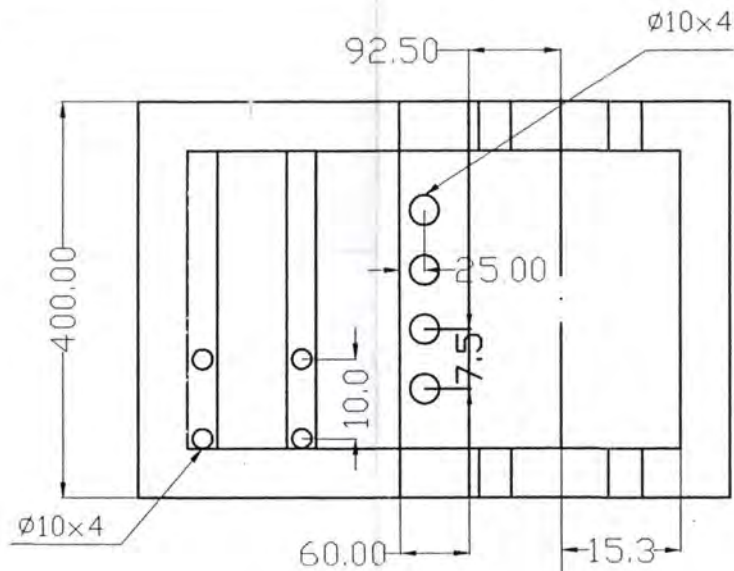


	SKALA : 1:1	DIGAMBAR : Akhmad dan Yulya	Keterangan :	
	SATUAN : mm	NRP : 2106039007/2106039018		
	TANGGAL : 02-08-2009	DILIHAT : Ir.SYAMSUL H ,MT		
D3 TEHNIK MESIN ITS SURABAYA	RANCANG BANGUN MESIN PENGURAI KAIN MENJADI SERAT		TA	A4

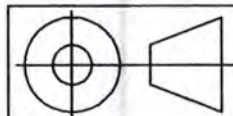
NO	NAMA BAGIAN	NO	NAMA BAGIAN
1	MUR BAUT W3/8x1.5	8	
2	PAKU $\phi 1.8 \times 50$	9	
3		10	
4		11	
5		12	
6		13	
7		14	



	SKALA : 1:1	DIGAMBAR : Akhmad dan Yulya	Keterangan :	
	SATUAN : mm	NRP : 2106039007/2106039018		
	TANGGAL : 02-08-2009	DILIHAT : Ir.SYAMSUL H ,MT		
D3 TEHNIK MESIN ITS SURABAYA	RANCANG BANGUN MESIN PENGURAI KAIN MENJADI SERAT		TA	A4



NO	NAMA BAGIAN	NO	NAMA BAGIAN
1	RANGKA MESIN	8	
2		9	
3		10	
4		11	
5		12	
6		13	
7		14	



SKALA : 1:1
 SATUAN : mm
 TANGGAL : 02-08-2009

DIGAMBAR : Akhmad dan Yulya
 NRP : 2106039007/2106039018
 DILIHAT : Ir.SYAMSUL H ,MT

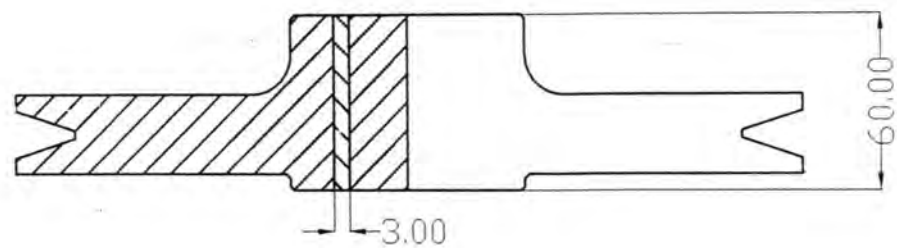
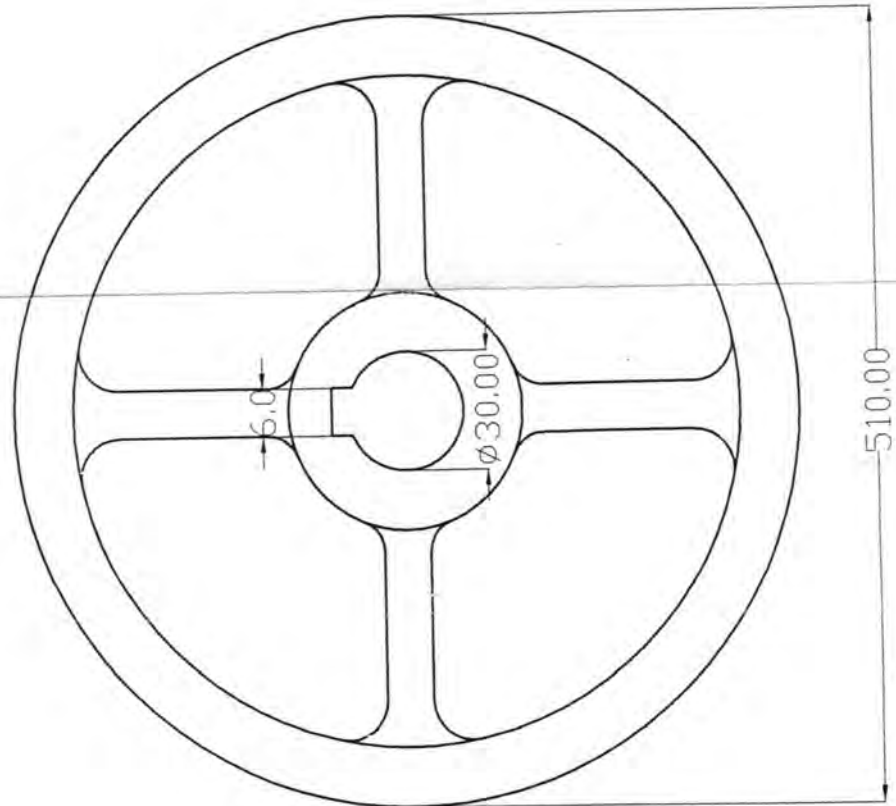
Keterangan :

D3 TEHNIK MESIN
 ITS SURABAYA

RANCANG BANGUN MESIN PENGURAI KAIN
 MENJADI SERAT

TA A4

NO	NAMA BAGIAN	NO	NAMA BAGIAN
1	PULLEY	8	
2		9	
3		10	
4		11	
5		12	
6		13	
7		14	



	SKALA : 1:1	DIGAMBAR : Akhmad dan Yulya	Keterangan :	
	SATUAN : mm	NRP : 2106039007/2106039018		
	TANGGAL : 02-08-2009	DILIHAT : Ir.SYAMSUL H ,MT		
D3 TEHNIK MESIN ITS SURABAYA	RANCANG BANGUN MESIN PENGURAI KAIN MENJADI SERAT		TA	A4