



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember

27213/H/09



RSM
621.815
Pna
n-1
2009

Tugas Akhir - RM 0502

RANCANG BANGUN MESIN PEMISAH UKURAN KOMPOS DENGAN MEKANISME AYAKAN

ARJUNANTA KUSUMA PRADANA
NRP : 2106 030 040

Dosen Pembimbing
Ir. Nur Husodo, MSc.

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

PERPUSTAKAAN ITS	
Tgl. Terima	29 - 8 - 2009
Terima Dari	H
No. Agenda Prp.	1371



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember

Final Project - RM 0502

**THE PLANNING of COMPOST SIZE
SEPARATION WITH SIEVE MECHANISM**

ARJUNANTA KUSUMA PRADANA
NRP : 2106 030 040

Supervisor :
Ir. Nur Husodo, MSc.

D3 MECHANICAL ENGINEERING STUDY PROGRAM
Faculty of Industrial Technology
Sepuluh Nopember Institute of Technology
Surabaya 2009

RANCANG BANGUN MESIN PEMISAH UKURAN KOMPOS DENGAN MEKANISME AYAKAN

TUGAS AKHIR

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

Oleh :

ARJUNANTA KUSUMA PRADANA

NRP. 2106 030 040

Mengetahui/Menyetujui



**L. Nur Husodo, MSc
NIP. 131 651 442**

**SURABAYA
2009**

PERENCANAAN MESIN PEMISAH UKURAN KOMPOS DENGAN MEKANISME AYAKAN

Nama Mahasiswa : ARJUNANTA KUSUMA P.
NRP : 2106 030 040
Jurusan : D3 Teknik Mesin FTI-ITS
Dosen Pembimbing : Ir. Nur Husodo, MSc

Abstrak

Untuk memisahkan ukuran kompos di Rumah-Rumah Kompos, kebanyakan masih menggunakan proses manual (Ayakan Tangan). Hal ini masih kurang efisien ditinjau dari segi waktu dan jumlah produksi kompos, situasi ini yang mendorong kami untuk berusaha merancang dan membuat sebuah Mesin Pemisah Ukuran Kompos dengan menggunakan Mekanisme Ayakan.

Dalam merancang mesin ini, diawali dengan studi lapangan, perencanaan dan perhitungan mesin, pembuatan mesin, dan dilanjutkan dengan ujicoba mesin. Prinsip dasarnya menggunakan mekanisme Sliding Bearing dan Poros Eksentris. Untuk memisahkan kompos halus dengan kompos kasar menggunakan prinsip kemiringan (Elevasi) pada Meja Ayakan dan Saringan-nya (Mesh). Perencanaan dalam merancang mesin ini meliputi perencanaan daya motor, poros, bearing, pulley-belt, dan pasak. setelah dihitung dan mendapatkan hasil, maka perlu dilakukan percobaan untuk mendapatkan kesimpulan dari mesin ini.

Dalam merencanakan perhitungan mesin, didapatkan hasil kapasitas mesin 300 kg/jam, membutuhkan daya motor 0.75 Hp dengan putaran 2800 rpm, kemiringan meja ayakan 10°, kemiringan saringan (mesh) 10°.

Kata kunci : kompos, eksentris, elevasi, mesin pemisah ukuran kompos, metode ayakan.

THE PLANNING of COMPOST SIZE SEPARATION WITH SIEVE MECHANISM

Student Name : ARJUNANTA KUSUMA P.
NRP : 2106 030 040
Study Program : D3 Mechanical Eng. FTI-ITS
Supervisor : Ir. Nur Husodo, MSc

Abstract

To separate compost size in compost houses, most of people are still using manual mechanism . It is little bit inefficient according to time and amount of compost production, a situation which forced us to design and create machine of compost size separation by using sieve mechanism.

In designing this machine, first of all, we begun with field study, planning, and machine calculation, creating machine, and testing the machine. Its base principle was using Bearing Sliding Mechanism and Eksentris axis. To separate soft compost with hard compost using elevation principle on sieve table and its mesh. Planning in designing this machine was containing planning of motor power, axis, bearing, pulley belt, and dowel. After calculating and getting result, we needed to do a test to get a conclusion by this machine.

In planning machine calculation, we got machine capacity result 300 kg/hours needed motor power 0.75 Hp with rotation 2800rpm, sieve table elevation 10°, it mesh 10°.

Keywords : *compost, eksentris, elevation, machine of compost size separation, sieve method*

KATA PENGANTAR

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

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

Dalam penyusunan Tugas Akhir ini, penulis banyak mendapat bantuan baik secara langsung maupun tidak langsung. Oleh karena itu penulis mengucapkan banyak terima kasih kepada :

1. Bapak Ir. Nur Husodo, MSc. selaku dosen pembimbing yang telah banyak membantu penulisan laporan Tugas Akhir ini, sehingga Tugas Akhir ini dapat terselesaikan.
2. Bapak Ir. Suhariyanto, MSc. selaku Koordinator Program Studi D III Teknik Mesin FTI – ITS.
3. Bapak Dr.Ir. Bambang Sampurno, MT. selaku Koordinator Tugas Akhir Program Studi D III Teknik Mesin FTI – ITS.
4. Bapak Ir. Samsul Hadi, MT. selaku dosen wali.
5. Semua dosen dan karyawan Program Studi D III Teknik Mesin FTI – ITS.
6. Bapak Suwito Selaku Staf Rumah Kompos PUSDAKOTA UBAYA, Surabaya. telp; 8474325.
7. Ibu dan Bapakku tercinta, adikku tersayang yang telah memberikan dorongan moril, materil, dan spiritual kepada penulis.
8. Semua keluarga besar di Tuder dan di Kebonharjo atas dorongan moril maupun spiritual kepada penulis.
9. Moch Nur Huda dan Muhammad Lathif (Poltek Sakti) yang menjadi partner Tugas Akhir, terima kasih atas kerjasamanya.

10. Rekan-rekan seperjuangan D III Teknik Mesin FTI-ITS, terutama 2K6 terima kasih atas bantuan dan semangat yang telah diberikan.
11. Teman-teman di Surabaya dan teman-teman di Terongan yang telah memberikan bantuan serta semangatnya.
12. Dan semua pihak yang telah membantu terselesaikannya laporan Tugas Akhir ini, kami mengucapkan banyak terima kasih.

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

Surabaya, Juni 2009

Penulis

DAFTAR ISI

Halaman Judul	i
Lembar Pengesahan	iii
Abstrak	iv
Abstract	v
Kata Pengantar	vi
Daftar Isi	viii
Daftar Gambar	xi
Daftar Lampiran.....	xii

BAB I PENDAHULUAN	1
1.1. Latar Belakang	1
1.2. Perumusan Masalah	3
1.3. Tujuan dan Manfaat	3
1.4. Batasan Masalah	4
1.5. Cara Kerja Mesin.....	4
1.6. Sistematika Penulisan	5

BAB II DASAR TEORI	7
2.1. Perencanaan Poros.....	7
2.1.1. Momen Bending Pada Poros.....	8
2.1.2. Torsi Pada Poros.....	9
2.1.3. Mencari Bahan Poros.....	9
2.2. Perencanaan Pulley dan Belt.....	11
2.2.1. Perbandingan Kecepatan (<i>Velocity Ratio</i>).....	12
2.2.2. Panjang Belt	13
2.2.3. Kecepatan Keliling Belt.....	13
2.2.4. Jumlah Putaran Belt Per Detik.....	14
2.2.5. Gaya Keliling.....	14
2.2.6. Tegangan Belt.....	14
2.2.7. Menghitung Jumlah Belt	15
2.2.8. Tegangan Maksimum	16

2.2.9.	Umur Belt.....	16
2.2.10.	Sudut Kontak.....	17
2.2.11.	Gaya Tarik Belt.....	17
2.2.12.	Dimensi Pulley.....	18
2.2.13.	Gaya dan Berat Pulley.....	19
2.3.	Perencanaan Bantalan.....	19
2.3.1.	Gaya Radial Bantalan.....	21
2.3.2.	Beban Equivalen.....	21
2.3.3.	Umur Bantalan.....	23
2.4.	Perhitungan Pasak.....	24
2.4.1.	Gaya Yang Bekerja Pada Pasak.....	24
2.4.2.	Tegangan Geser Pada Pasak.....	26
2.4.3.	Tegangan Kompresi Pada Pasak.....	27
2.5.	Proses Pengomposan.....	29
BAB III	METODOLOGI PENELITIAN	33
3.1.	Diagram Alir Perencanaan Dan Pembuatan Mesin.....	33
3.2.	Bahan Ayakan (Mesh).....	36
3.3.	Ukuran Ayakan (Mesh).....	36
3.4.	Proses Pembuatan Kompos.....	36
3.4.1	Bahan Kompos.....	36
3.4.2	Pemisahan Bahan Kompos.....	36
3.4.3	Distribusi Kompos.....	37
BAB IV	HASIL DAN PEMBAHASAN	39
4.1.	Perhitungan Daya Motor.....	39
4.1.1.	Torsi	39
4.1.2.	Daya Motor.....	40
4.2.	Perhitungan Poros.....	43
4.2.1.	Skema Gaya.....	43
4.2.2.	Momen Torsi.....	44

4.2.3. Gaya Tangensial Pada Lengan Eksentris.....	45
4.2.4. Reaksi Tumpuan.....	45
4.2.5. Momen Bending Pada Poros.....	53
4.2.6. Dimensi Poros.....	54
4.3. Perhitungan Pulley-Belt.....	56
4.3.1. Perhitungan Panjang Belt.....	56
4.3.2. Pemilihan Belt.....	57
4.3.3. Kecepatan Keliling Belt.....	57
4.3.4. Gaya Tarik Efektif.....	57
4.3.5. Tegangan Yang Timbul Akibat Beban.....	58
4.3.6. Jumlah Belt Yang Dibutuhkan.....	58
4.3.7. Tegangan Maksimum Yang Ditimbulkan.....	59
4.3.8. Jumlah Putaran Per Detik.....	59
4.3.9. Umur Belt.....	60
4.3.10. Dimensi Pulley.....	60
4.3.11. Lebar Pulley.....	61
4.3.12. Sudut Kontak.....	62
4.3.13. Berat Pulley.....	62
4.4. Perhitungan Bantalan.....	63
4.4.1. Pemilihan Bantalan.....	63
4.4.2. Umur Bantalan 1.....	64
4.4.3. Umur Bantalan 2.....	65
4.5. Perhitungan Pasak.....	66
4.5.1. Dimensi Pasak.....	67
BAB V KESIMPULAN DAN SARAN	69
5.1. Kesimpulan	69
5.2. Saran	70
DAFTAR PUSTAKA	71
LAMPIRAN	
GAMBAR	

DAFTAR GAMBAR

Gambar 1.1	Mesin Pemisah Ukuran Kompos.....	4
Gambar 2.1.	Ukuran Belt.....	11
Gambar 2.2.	Diagram Pemilihan Belt.....	12
Gambar 2.3.	Ukuran pada Pulley dan Belt.....	13
Gambar 2.4.	Sudut Kontak yang terjadi pada Pulley.....	17
Gambar 2.5.	Dimensi Pulley.....	18
Gambar 2.6.	Tipe Ball Bearing	20
Gambar 2.7.	Single Row Ball Bearing.....	20
Gambar 2.8.	Bagian-bagian Pasak.....	24
Gambar 2.9.	Gaya Gesek pada Pasak.....	26
Gambar 2.10.	Gaya Kompresi pada Pasak	27
Gambar 3.1.	Diagram Perancangan	35
Gambar 4.1.	Torsi	39
Gambar 4.2.	Skema Gaya Poros..	44
Gambar 4.3.	Diagram V Analisa Potongan Sb. Y	49
Gambar 4.4.	Diagram M Analisa Potongan Sb. Y	50
Gambar 4.5.	Diagram V Analisa Potongan Sb. X	52
Gambar 4.6.	Diagram M Analisa Potongan Sb. X	53
Gambar 4.7.	Dimensi Pasak dan Gaya pada Pasak.....	66
Gambar 4.8.	Kedudukan Pasak terhadap Poros	67
Gambar L.1.	3D Modelling Kanan.....	93
Gambar L.2.	3D Modelling Kiri.....	93
Gambar L.3.	Mesin Pemisah Ukuran Kompos.....	95
Gambar L.4.	Meja Ayakan.....	95
Gambar L.5.	Rangka Mesin.....	97
Gambar L.6.	Kompos Organik.....	97

DAFTAR LAMPIRAN

Lampiran 1. Faktor Konversi.....	73
Lampiran 2. Massa Jenis Bahan.....	78
Lampiran 3. Properti Bahan Baja Karbon.....	79
Lampiran 4. Properti Bahan Cast Iron.....	81
Lampiran 5. Pemilihan Tipe belt.....	82
Lampiran 6. Panjang V-Belt Standar.....	83
Lampiran 7. Dimensi V-Belt.....	84
Lampiran 8. Tipe dan Dimensi V-Belt.....	85
Lampiran 9. Bahan Poros.....	86
Lampiran 10. Faktor X dan Y bantalan Bola dan Roll.....	87
Lampiran 11. Beban Dinamis (C) Bearing.....	88
Lampiran 12. Ball Bearing Servis Faktor (Fs)	89
Lampiran 13. Dimensi Pasak.....	90
Lampiran 15. Kapasitas	91
Lampiran 14. 3D Modelling.....	93
Lampiran 15. Foto Alat.....	95
Lampiran 16. Gambar Teknik.....	99



BAB I PENDAHULUAN

1.1. Latar Belakang Masalah

Seiring dengan pesatnya pembangunan di Indonesia, tidak terasa masalah-masalah lingkungan pun bermunculan, hal ini tentu tidak bisa dibiarkan demikian saja karena di lain pihak akan menimbulkan dampak yang merugikan. Usaha pemulihan kembali masalah lingkungan memang ada, tetapi usaha itu memang perlu ditingkatkan lagi, suatu hal yang selama ini dianggap sebagai penghambat diusahakan untuk diatasi dan akan lebih baik hal tersebut dapat dimanfaatkan bagi keperluan masyarakat, seperti halnya masalah sampah.

Permasalahan sampah kota tidak hanya teknis, tetapi juga sosial, ekonomi, dan budaya. Masalah utama sampah kota umumnya terjadi di TPA (Tempat Pembuangan Akhir) terutama di beberapa kota besar di Indonesia seperti Jakarta, Surabaya, Bandung, Semarang, dan Medan. Masalah tersebut diantaranya adalah keterbatasan lahan TPA, produksi sampah yang terus meningkat sehingga volume sampah melebihi daya tampung TPA, dan pengolahan sampah yang tidak optimal sehingga sampah lambat membusuknya. Permasalahan yang muncul di TPA, akan merambat ke arah hulu yang mengakibatkan terhentinya atau terhambatnya pengangkutan sampah dari sumber sampah ke TPA. Dampaknya, sampah akan menggunung di kota dan disertai akumulasi polusi yang ditimbulkannya.

Berdasarkan hasil riset PUSDAKOTA-UBAYA (Pusat Pemberdayaan Komunitas Perkotaan UBAYA, Oktober 2008), komposisi sampah Surabaya per hari sebagai berikut :

- Sampah organik (43,78 persen),
- Kertas (18,32 persen),
- Plastik (16,55 persen),
- Logam (2,69 persen),
- Gelas (8,07 persen),

- kain (3,26 persen),
- lain-lain (7,33 persen).

Dari data diatas, maka dibutuhkan penanganan terhadap sampah organik dalam upaya mengatasi permasalahan sampah yaitu dengan memanfaatkan sampah tersebut untuk dijadikan pupuk kompos. Adapun faktor-faktor yang mempengaruhi proses pengomposan antara lain jenis bahan, ukuran bahan, kadar air dan suhu.

Tugas Akhir ini merencanakan sebuah mesin pemisah ukuran kompos dengan metode ayakan dengan harapan dapat sedikit membantu mengatasi permasalahan sampah kota. Kita tahu bahwa pengolahan sampah yang terjadi di TPA kurang maksimal, dalam Tugas Akhir ini menitik beratkan pada masalah pemisahan ukuran komposnya, sehingga proses pembusukan tidak dibahas, proses pemisahan ukuran kompos di Rumah-Rumah Kompos masih banyak menggunakan manual (Aayakan Tangan), sehingga minimal dibutuhkan 2 orang untuk proses ini, selain itu efektifitas dan efisiensi proses ini sangat bergantung pada kondisi fisik operator.

Sehubungan dengan masalah diatas maka diciptakan alat ini yang diharapkan agar proses pemisahan ukuran kompos dapat lebih efektif dan efisien baik dari segi SDM, Kapasitas, dan waktu. Adapun keuntungan menggunakan alat ini adalah sebagai berikut :

- SDM yang dibutuhkan untuk mengoperasikan alat ini hanya 1 operator, sedangkan dengan metode manual (Aayakan tangan) membutuhkan paling sedikit 2 operator.
- Kapasitas produksi mesin ini lebih besar yaitu 5 kg per menit (300 kg per jam) dibanding menggunakan metode manual 5 kg per 1 ½ menit (200 kg per jam).
- Waktu proses lebih singkat, Proses Loading pada alat ini hanya perlu 1 kali proses, yaitu menyekop kompos

dari timbunan kompos ke mesh (Screen/Saringan), dan alat ini dapat langsung memisahkan kompos halus dengan kompos kasar, sedangkan dengan metode manual paling tidak harus melewati 3 kali proses Loading yaitu menyekop kompos, mengangkat ayakan, dan memisahkan kompos halus dan kompos kasar. Dan siklus itu harus dilakukan terus menerus.

I.2. Perumusan Masalah

1. Bagaimana memilih bahan serta komponen penunjang mesin pemisah ukuran kompos.
2. Bagaimana menentukan besar gaya dan daya yang dibutuhkan untuk pengoperasian mesin pemisah ukuran kompos serta gaya dan daya yang dibutuhkan.

I.3. Tujuan dan Manfaat

Tujuan dari Tugas Akhir ini adalah :

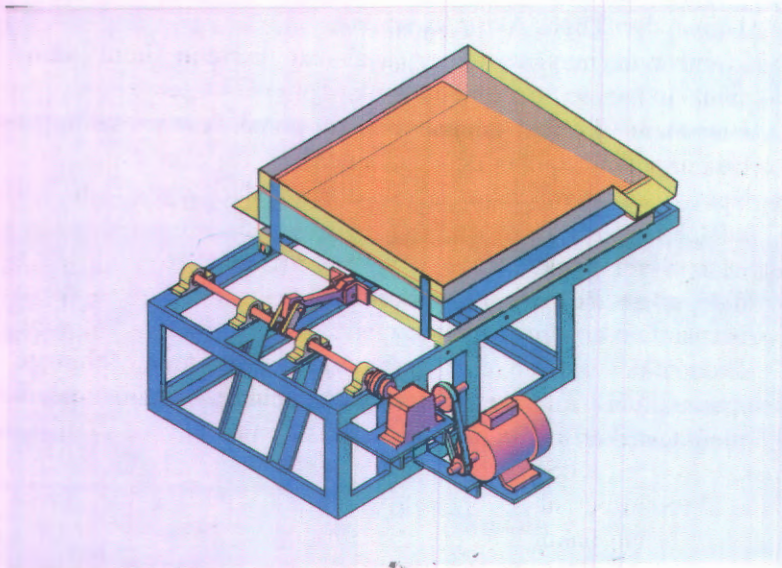
1. Membantu mengatasi permasalahan sampah kota yang semakin hari semakin menumpuk.
 2. Bisa memanfaatkan sampah menjadi pupuk kompos sehingga bisa dijadikan sumber pendapatan daerah.
- Sedangkan manfaat yang bisa diambil dari tugas akhir ini adalah :
1. Mahasiswa dapat secara langsung menerapkan ilmu yang didapatkan dari bangku perkuliahan yang diharapkan dapat bermanfaat bagi masyarakat.
 2. Didapatkan analisa dan perhitungan yang tepat sehingga mempunyai nilai efisiensi yang cukup tinggi dalam merencanakan mesin pemisah ukuran kompos.

1.4. Batasan Masalah

Dalam penulisan Tugas Akhir ini terdapat beberapa pembatasan masalah yaitu :

1. Komposisi sampah yang digunakan dalam pembuatan pupuk kompos adalah sampah jenis Organik.
2. Tidak membahas tentang jenis aktivator yang ditambahkan kedalam sampah organik.
3. Tidak membahas perencanaan Transmisi mesin pemisah ukuran kompos serta komponen-komponennya
4. Tidak membahas masalah sambungan las, mur dan baut pada mesin pemisah ukuran kompos.
5. Tidak membahas masalah kinematika dan dinamika pada mesin pemisah ukuran kompos.

1.5. Cara Kerja Mesin



Gambar 1.1. Mesin Pemisah Ukuran Kompos

Mesin Pemisah Ukuran Kompos ini digerakan oleh motor listrik 3/4 Hp, selanjutnya putaran motor tersebut ditransmisikan V-belt ke Gearbox. Putaran yang dihasilkan oleh motor cukup tinggi, oleh karena itu diperlukan Gearbox untuk mereduksi putaran motor tersebut.

Sehingga putaran output Gearbox menuju poros yang dihasilkan lebih rendah dari putaran input Gearbox yang berasal motor. Poros berhubungan dengan lengan eksentris yang berfungsi menggerakkan engkol penghubung untuk menarik meja ayakan.

Meja ayakan tersebut bergerak melalui dua buah rel. Sebagai media tumpuan digunakan delapan buah bearing. Sehingga meja ayakan tersebut bergerak diatas rel yang ada.

1.6. Sistematika Penulisan

Sistematika penulisan Tugas Akhir ini adalah sebagai berikut :

BAB I PENDAHULUAN

Bab ini berisikan tentang latar belakang, perumusan masalah, tujuan penulisan, batasan masalah, dan sistematika penulisan.

BAB II TINJAUAN PUSTAKA

Dalam bab ini dibahas mengenai beberapa teori penunjang yang mendukung dalam pembuatan dan perhitungan.

BAB III METODOLOGI

Dalam bab ini berisikan tentang diagram alir tugas akhir.

BAB IV PEMBAHASAN

Dalam bab ini berisikan perhitungan gaya dan daya yang dibutuhkan mesin pembuat kompos, perhitungan gaya komponen penunjang mesin pembuat bahan baku kompos serta dapat menggerakkan mesin (tidak memindahkan mesin)

BAB V KESIMPULAN DAN SARAN

Dalam bab ini berisikan rangkuman dari hasil perhitungan mesin pembuat bahan bakuk kompos dan saran yang bisa diambil dari Tugas Akhir ini.

DAFTAR PUSTAKA

LAMPIRAN

BAB II DASAR TEORI

2.1. Perencanaan Poros

Poros merupakan salah satu elemen mesin yang berfungsi mentransmisikan daya dari motor penggerak.

Macam-macam poros menurut pembebanannya :

1. Poros transmisi.
Poros macam ini mendapat beban puntir murni atau lentur dan puntir. Daya yang ditransmisikan kepada poros ini melalui kopling, roda gigi, pulley sabuk/sproket rantai, dll.
2. Spindel.
Poros transmisi yang relatif pendek, beban utamanya adalah puntiran. Syarat yang harus di penuhi poros ini adalah deformasinya harus kecil dan bentuk serta ukurannya harus teliti.
3. Gandar.
Tidak mendapatkan beban puntir, bahkan tidak berputar.

Pada perhitungan poros, yang akan ditentukan adalah diameter poros dan tegangan yang diterima atau ditimbulkan oleh mekanisme yang terpasang pada poros, yaitu dengan cara perhitungan mekanika teknik mengenai gaya-gaya yang bekerja dan momen yang terjadi pada poros.

Gaya-gaya yang bekerja pada poros tersebut adalah :

- F_x : gaya horizontal yang diterima poros (lbf)
- F_y : gaya vertikal yang diterima poros (lbf)
- F_{Rm} : gaya akibat tarikan pulley (lbf)
- W_p : gaya berat pulley (lbf)
- W_s : gaya berat silinder (lbf)
- F_{ct} : gaya tangensial (lbf)

Dengan data-data diatas, maka gaya yang bekerja pada poros untuk arah horisontal dan vertikal dapat dihitung dan dapat dihitung juga nilai momen bending yang terjadi pada poros.

Gaya yang bekerja untuk setiap titik pada poros dan jarak antara titik satu dengan yang lain dapat ditentukan. Dengan mengacu pada persamaan $\Sigma M = 0$ dan $\Sigma F = 0$, maka momen bending dan gaya yang bekerja pada poros untuk bidang horisontal dan vertikal dapat ditentukan.

Setelah menghitung gaya dan momen bending yang terjadi, maka dibuat diagram gaya untuk mengetahui apakah perhitungan tersebut benar atau tidak dan juga agar lebih mudah membuat diagram bidang momen. Dengan membuat diagram bidang momen tersebut maka bisa diketahui momen terbesar yang terjadi pada poros.

2.1.1 Momen Bending pada Poros

Setelah mengetahui momen bending terbesar pada bidang horisontal dan vertikal maka dicari momen bending terbesar yang terjadi pada poros.

$$M_B = \sqrt{(M_{BH})^2 + (M_{BV})^2} \dots\dots\dots(2.2)$$

Keterangan :

M_B : momen bending pada poros (lb.in)

M_{BH} : momen bending pada bidang horisontal (lb.in)

M_{BV} : momen bending pada bidang vertikal (lb.in)

2.1.2 Torsi pada Poros

$$T = 63000 \frac{N}{n_p} \dots\dots\dots(2.3)$$

Keterangan :

 T : torsi (lb.in) N : daya motor (hp) n_p : putaran poros (rpm)

2.1.3 Mencari Bahan Poros yang aman

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

$$\sigma_{\max} = \frac{\sqrt{\sigma_x^2 + 4\tau^2}}{2}$$

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

Dimana :

$$\sigma_x = \frac{32 M_B}{\pi D^3}$$

$$\tau = \frac{16 T}{\pi D^3}$$

Sehingga tegangan maksimum yang terjadi pada poros :

$$\sigma_{\max} = \sqrt{\left(\frac{16 M_B}{\pi D^3}\right)^2 + \left(\frac{16 T}{\pi D^3}\right)^2}$$

$$|\sigma_{\max}| = \frac{Syp}{N}$$

$$|\sigma_{\max}| \geq \sigma_{\max}$$

Keterangan :

$\sigma_{s \max}$: tegangan maksimum (Psi)

$|\sigma_{s \max}|$: tegangan ijin maksimim (Psi)

M_B : momen pada poros (lb.in)

T_{total} : torsi (lb.in)

D : diameter poros (in)

Dengan diketahuinya nilai tegangan geser maksimum dan Syp dari rumus diatas, maka dapat diketahui bahan poros yang sesuai.

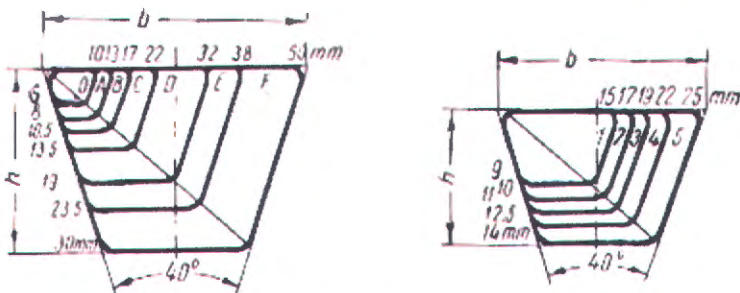
2.2. Perencanaan Belt dan Pulley

Pemindahan daya yang digunakan pada mesin gergaji ini adalah dengan menggunakan belt dan pulley.

Belt termasuk alat pemindah daya yang sangat sederhana yang terpasang pada dua pulley, yaitu pulley penggerak dan pulley yang digerakkan. Dilihat dari penampangnya, belt dibedakan menjadi tiga macam, yaitu :

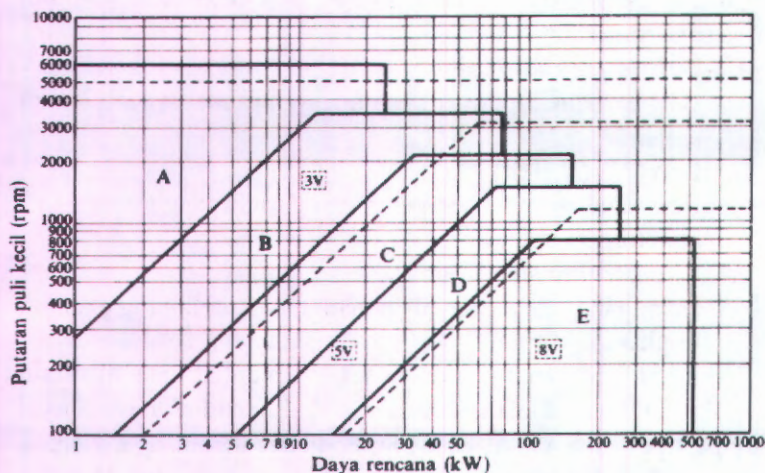
- a. Belt datar (Flat Belt)
Belt yang mempunyai penampang melintang bentuk segi empat.
- b. Belt "V" (V Belt)
Belt yang mempunyai penampang melintang bentuk "V" atau trapesium.
- c. Circular Belt atau Rope
Belt yang mempunyai penampang melintang bentuk lingkaran.

Pemilihan belt dapat dilakukan setelah melihat gambar mesin yang akan dibuat. Dalam hal ini V-belt sendiri mempunyai beberapa tipe yaitu, O, A, B, C, D, E, F dan seterusnya. Karena tersedianya berbagai macam belt maka dirasa perlu untuk memilih salah satu tipe yang sesuai, berdasarkan luasan penampang belt.



Gambar 2.1. Ukuran belt

Dengan melihat pada gambar A-3 maka akan didapatkan type belt yang akan dipergunakan. Setelah semua data tersebut didapatkan, maka penentuan bahan Belt dapat ditentukan sehingga didapatkan nilai – nilai E_b (modulus elastis in bending), γ (specific weight) dan σ_{fat} dari belt



Gambar 2.2. Diagram Pemilihan Belt

2.2.1 Perbandingan kecepatan (*velocity ratio*)

Penentuan *Velocity Ratio* ini dimaksudkan untuk mengetahui perbandingan kecepatan dari pulley 1 dengan pulley 2. Perbandingan kecepatan tersebut dapat dinyatakan sesuai dengan persamaan :

$$i = \frac{n_m}{n_p} = \frac{d_p}{d}$$

Keterangan :

d_0 : diameter pulley penggerak (mm)

d_1 : diameter pulley yang digerakkan (mm)

n_0 : putaran pulley penggerak (rpm)
 n_1 : putaran pulley yang digerakkan (rpm)

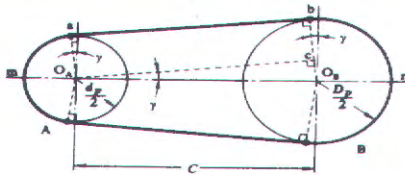
2.2.2 Panjang Belt

Untuk bentuk huDalam mencari panjang belt, penggunaan rumus tergantung pada *skebungan* belt dan pulley. Karena pada mesin ini menggunakan sketch open belt drive, maka rumus untuk mencari panjang belt adalah sebagai berikut :

$$L = 2 \cdot a + \frac{\pi}{2} (d_1 + d_0) + \frac{(d_1 - d_0)^2}{4 \cdot a}$$

Keterangan :

L : panjang belt (mm)
 d_0 : diameter pulley penggerak (mm)
 d_1 : diameter pulley yang digerakkan (mm)
 a : jarak sumbu antar poros (mm)



Gambar 2.3. Ukuran-ukuran pada belt dan pulley

2.2.3 Kecepatan Keliling Belt

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

$$v = \frac{\pi \cdot d_0 \cdot n_0}{60 \cdot 1000}$$



Keterangan :

v : kecepatan keliling belt (m/s)

d_0 : diameter pulley penggerak (mm)

n_0 : putaran pulley penggerak (rpm)

2.2.4 Jumlah Putaran Belt per Detik

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

Keterangan :

U : putaran belt per detik (rps)

L : panjang belt (m)

v : kecepatan keliling belt (m/s)

2.2.5 Gaya Keliling

Gaya keliling (F) adalah gaya yang bekerja pada belt dan diakibatkan oleh gesekan atau beban.

$$F_{keliling} = \frac{75 \cdot N}{v}$$

Keterangan :

F : gaya keliling pada (N)

N : daya pulley penggerak (kW)

v : kecepatan keliling belt (m/s)

2.2.6 Tegangan Belt

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

$$\sigma_d = 2 \cdot \varphi \cdot \sigma_0$$



Keterangan :

σ_d : tegangan pada belt (N/cm²)

φ : faktor tarikan

σ_0 : tegangan awal belt (N/cm²)

Faktor tarikan :

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

Tegangan awal :

- Untuk belt datar < 18 N/cm²
- Untuk V-belt < 12 N/cm²

2.2.7 Menghitung Jumlah Belt

Dari tegangan yang timbul akibat beban ini maka akan dicari jumlah belt yang dipakai dengan menggunakan rumus sebagai berikut :

$$Z = \frac{F_{keliling}}{\sigma_d \cdot A}$$

Keterangan :

Z : jumlah belt

A : luasan penampang belt (cm²)

F : gaya pada belt (N)

σ_d : tegangan pada belt (N/cm²)

2.2.8 Tegangan Maksimum pada Belt

$$\sigma_{\max} = \sigma_0 + \frac{F}{2 \cdot z \cdot A} + \sigma_v + \sigma_{b \max}$$

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

Keterangan :

σ_{\max} :	tegangan maksimum	(N/cm ²)
σ_0 :	tegangan awal	(N/cm ²)
F :	gaya pada belt	(N)
γ :	berat spesifik bahan belt	(kg/dm ³)
ϵ_b :	modulus elastisitas	(kg/cm ²)
v :	kecepatan keliling pulley	(m/s)
g :	gravitasi	(m/s ²)
h :	tebal belt	(cm)
d_m :	diameter pulley penggerak	(cm)
z :	jumlah belt	
A :	luas penampang belt	(cm ²)

2.2.9 Umur Belt

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

Keterangan :

H :	umur belt	
N_{base} :	basis fatigue test yaitu	(10 ⁷ cycle)
U :	putaran belt per detik	(rps)
x :	jumlah pulley yang berputar	
σ_{fat} :	fatigue limit	(N/cm ²)
σ_{\max} :	tegangan maksimum	(N/cm ²)
m :	5 untuk belt datar, 8 untuk V-belt	

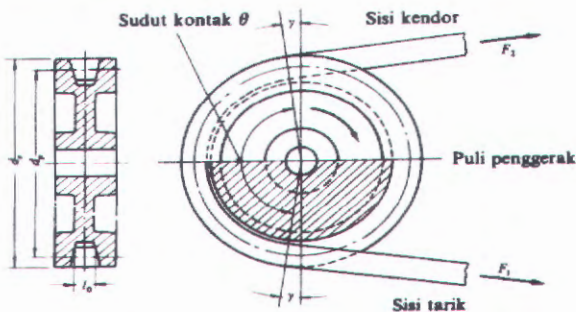
2.2.10 Sudut Kontak

Dalam mencari sudut kontak, penggunaan rumus tergantung pada *sketch*/bentuk hubungan belt dan pulley. Karena pada mesin ini menggunakan *sketch open belt drive* maka rumus untuk mencari sudut kontak adalah sebagai berikut :

$$\alpha = 180^\circ - \left(\frac{d_1 - d_0}{a} \cdot 60^\circ \right)$$

Keterangan :

- α : sudut kontak (°)
 d_0 : diameter pulley penggerak (mm)
 d_1 : diameter pulley yang digerakkan (mm)
 a : jarak antar poros (mm)



Gambar 2.4. Sudut kontak yang terjadi pada pulley

2.2.11 Gaya Tarik Belt

$$F_R = \frac{F}{\phi} \sin \frac{\alpha}{2}$$

Keterangan :

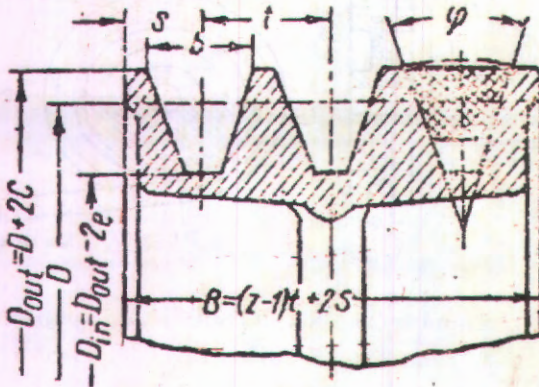
F_R : gaya tarik terhadap poros	(N)
F : gaya keliling	(N)
φ : faktor tarikan	
a : sudut kontak	($^{\circ}$)

Karena adanya *overload factor* (β) pada tarikan awal sebesar 1,5 maka gaya tarik terhadap poros menjadi :

$$F_{Rmax} = 1,5 F_R$$

2.2.12 Dimensi Pulley

Setelah mengetahui jenis belt yang digunakan, dan tipe dari belt tersebut, maka kita dapat mengetahui spesifikasi tipe belt tersebut dan menggunakannya untuk mencari dimensi pulley yang akan digunakan.



Gambar 2.5. Dimensi Pulley

Mencari diameter luar pulley

$$d_{out} = d + 2c$$

Mencari diameter dalam pulley

$$d_{in} = d - 2e$$

Mencari lebar pulley

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

Keterangan :

d_{out} : diameter luar pulley (mm)

d_{in} : diameter dalam pulley (mm)

d : diameter pulley (mm)

B : lebar pulley (mm)

Z : jumlah belt

2.2.13 Gaya Berat Pulley

$$W = \rho V g$$

$$V = \frac{\pi}{4} (d_{out}^2) B$$

$$W = \rho g \left(\frac{\pi}{4} d_{out}^2 B \right)$$

Keterangan :

W : gaya berat pulley (N)

ρ : massa jenis pulley (kg/m^3)

V : volume pulley (m^3)

d_{out} : diameter luar pulley (m)

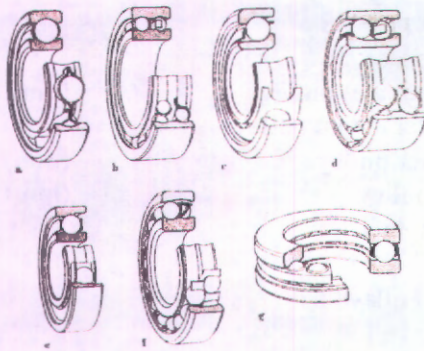
g : gravitasi (m/s^2)

B : lebar pulley (m)

2.3. Perencanaan Bantalan

Data-data yang digunakan pada perencanaan bantalan adalah

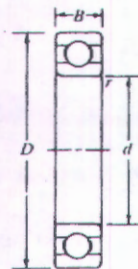
- Diameter poros
- Gaya pada bantalan F_H dan F_V
- Putaran silender



Gambar 2.6. Tipe ball-bearing

Keterangan :

- a. Bantalan peluru rel (satu baris)
- b. Bantalan peluru rel (dua baris)
- c. Bantalan peluru miring satu baris
- d. Bantalan peluru miring dua baris
- e. Bantalan peluru pundak
- f. Bantalan peluru ayun
- g. Bantalan peluru rel-aksial.



Gambar 2.7. Single row ball bearing

Keterangan :

d : diameter poros

D : diameter luar

B : lebar bantalan

2.3.1 Gaya Radial Bantalan

$$F_r = \sqrt{(F_H)^2 + (F_V)^2} \dots\dots\dots(2.4)$$

Keterangan :

F_r : gaya radial (lbf)

F_H : gaya pada sumbu horisontal (lbf)

F_V : gaya pada sumbu vertikal (lbf)

2.3.2 Beban Equivalen

Sesuai dengan definisi dari AFBMA, yang dimaksud dengan beban ekuivalen adalah beban radial yang konstan yang bekerja pada bantalan dengan ring dalam yang berputar dan ring luar yang tetap, yang akan memberikan umur yang sama, seperti bila bantalan bekerja pada kondisi nyata untuk beban dan putaran yang sama. Dalam banyak pemakaian, bantalan menumpu beban radial dan aksial bersamaan juga kadang-kadang ring luar berputar dan ring dalam tetap. Maka beban equivalen dinyatakan sebagai berikut :

$$P = X V F_r + Y F_a \dots\dots\dots(2.5)$$

Keterangan :

P : beban equivalen (lbf)

F_r : beban radial (lbf)

F_a : beban aksial (lbf)

V : faktor putaran

X : faktor beban radial

Y : faktor beban aksial

V untuk ring dalam yang berputar = 1

V untuk ring luar yang berputar = 1,2

Bila beban radial jauh lebih kecil dari beban aksial, maka beban equivalen dapat ditulis sebagai berikut :

$$P = V F_r$$

Cara untuk memilih harga X dan Y dari tabel, dapat dilakukan dengan terlebih dahulu melakukan langkah-langkah sebagai berikut :

1. hitung nilai $\frac{i F_a}{C_0}$
2. kemudian dari nilai perhitungan diatas tarik garis, tarik garis kekanan sehingga didapatkan harga e .
3. hitung harga $\frac{F_a}{V F_r}$, dan bandingkan dengan harga e .

Dimana nantinya akan didapatkan $\frac{F_a}{V F_r} \langle e ; = e ; \rangle e$.

4. dari perbandingan tersebut maka akan didapat harga X dan Y dari kolom $\frac{F_a}{V F_r} \leq e$ atau $\frac{F_a}{V F_r} \rangle e$.
5. bila angka yang didapat tidaka sama dengan harga-harga yang ada dimasing-masing kolom, maka nilai dapat diperoleh dengan melakukan interpolasi atau extrapolasi.

Catatan :

- i (jumlah deret) = 1 , tetapi tidak dipakai pada bantalan tipe kontak radial.

- Khusus untuk beban deret satu (single row-bearing),
bila harga $\frac{F_a}{V F_r} \leq e$ maka $X = 1$ dan $Y = 0$.

Hasil perhitungan beban equivalen diatas tidak memperhitungkan adanya beban kejut dan impact, maka agar lebih aman dan mampu menghindari kerusakan bantalan lebih awal, beban equivalen (5.2) harus dikalikan dengan konstante kondisi beban (F_s). Maka persamaan untuk mencari beban equivalen menjadi :

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

Keterangan :

P : beban equivalen (lbf)

F_r : beban radial (lbf)

F_a : beban aksial (lbf)

F_s : konstante kondisi beban

V : faktor putaran

X : faktor beban radial

Y : faktor beban aksial

V untuk ring dalam yang berputar = 1

V untuk ring luar yang berputar = 1,2

2.3.3 Umur Bantalan

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P} \right)^b \frac{10^6}{60 n_p} \dots\dots\dots (2.6)$$

Keterangan :

L_{10} : umur bantalan (jam kerja)

C : beban dinamis	(lbf)
P : beban equivalen	(lbf)
b : konstanta	
n_p : putaran silinder	(rpm)

Nilai b tergantung dari tipe bantalan :

$b = 3$, untuk tipe bantalan bola.

$b = 10/3$, untuk tipe bantalan roll.

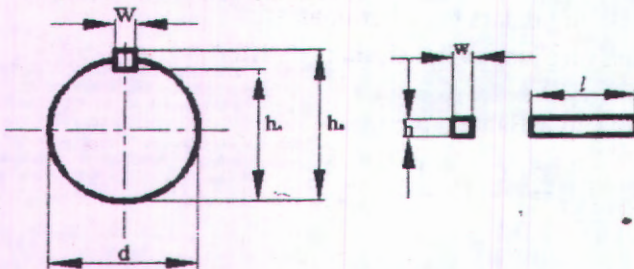
2.4. Perhitungan Pasak

Pasak merupakan bagian dari elemen mesin yang berfungsi untuk menjaga hubungan relatif antara poros dari mesin dengan peralatan mesin lain, dalam hal ini pasak digunakan untuk pulley.

Menurut bentuknya pasak dapat dibedakan menjadi :

- Pasak Datar (square key)
- Pasak Tirus (tapered key)
- Pasak Setengah Silinder (wood ruff key)

2.4.1 Gaya yang Bekerja pada Pasak



Gambar 2.8. Bagian-bagian pasak.

Dimana :

W	= lebar pasak	(mm)
d	= diameter pasak	(mm)
h	= tinggi pasak	(mm)

Pada perencanaan mesin ini, pasak yang digunakan adalah pasak datar segi empat (standart square key). Pasak tipe ini umumnya mempunyai dimensi lebar (w) dan tinggi (h) yang besarnya sama, dan kira-kira sama dengan 0,25 diameter poros. Dari tinggi sebesar h tersebut, setengahnya masuk ke dalam *hub*.

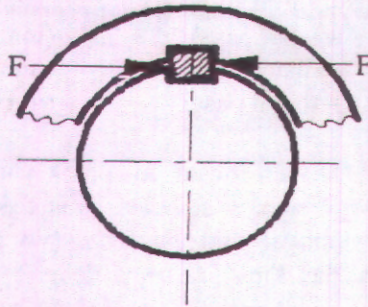
Bila pasak berputar dengan torsi sebesar T maka akan menghasilkan gaya yang bekerja pada diameter luar poros dan gaya inilah yang akan bekerja pada pasak.

$$r = \frac{D}{2}$$

Maka :

$$F = \frac{T}{r}$$

$$F = \frac{2 \cdot T}{D} \quad \dots\dots\dots(2.7)$$



Gambar 2.9. Gaya gesek pada pasak.

Keterangan :

F : gaya pada pasak	(lbf)
T : torsi	(lbf.in)
D : diameter poros	(in)
r : jari-jari poros	(in)

2.4.2 Tegangan Geser pada Pasak

Tegangan geser yang terjadi pada pasak :

$$\sigma_s = \frac{F}{A_s}$$

$$\sigma_s = \frac{F}{w \cdot l}$$

$$\sigma_s = \frac{2 \cdot T}{D \cdot w \cdot l}$$

Keterangan :

σ_s : tegangan geser	(Psi)
F : gaya pada pasak	(lbf)
w : lebar pasak	(in)
l : panjang pasak	(in)
D : diameter poros	(in)

Tegangan ijin pada pasak :

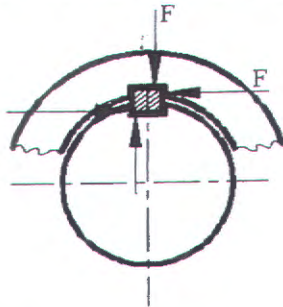
$$|\sigma_s| = \frac{K_s \cdot Syp}{N} \quad \dots\dots\dots (2.8)$$

Dengan alasan keamanan maka nilai tegangan geser pada pasak harus lebih kecil atau sama dengan nilai tegangan ijin geser pada pasak.

$$|\sigma_s| \geq \sigma_s$$

2.4.3 Tegangan Kompresi pada Pasak

Tegangan kompresi yang terjadi pada pasak :



Gambar 2.10. Gaya kompresi pada pasak.

$$\sigma_c = \frac{F}{A_c}$$

$$\sigma_c = \frac{F}{0,5 \cdot h \cdot l}$$

$$\sigma_c = \frac{4 \cdot T}{D \cdot h \cdot l} \dots\dots\dots (2.9)$$

Keterangan :

σ_c : tegangan kompresi (Psi)

F : gaya pada pasak (lbf)

h : tinggi pasak (in)

l : panjang pasak (in)

D : diameter poros (in)

Tegangan ijin kompresi pada pasak :

$$|\sigma_c| = \frac{K_c \cdot Syp}{N}$$

Dengan alasan keamanan maka nilai tegangan kompresi pada pasak harus lebih kecil atau sama dengan nilai tegangan ijin kompresi pada pasak.

$$|\sigma_c| \geq \sigma_c$$

Nilai Syp pasak diketahui dengan melihat tabel properti bahan untuk bahan pasak sesuai dengan kebutuhan.

2.5. Proses Pengomposan

Pengomposan merupakan proses perombakan (dekomposisi) bahan-bahan organik menjadi komponen yang lebih sederhana dan stabil oleh mikroorganismenya dalam keadaan lingkungan terkendali (terkontrol) dengan hasil akhir berupa humus atau kompos.

Ada dua mekanisme proses pengomposan :

- Aerobik komposting adalah dekomposisi bahan organik dalam suasana keberadaan oksigen/dengan bantuan oksigen.
- Anaerobik komposting adalah dekomposisi bahan organik tanpa membutuhkan oksigen.

Proses pengomposan merupakan proses biokimia sehingga setiap faktor yang mempengaruhi mikroorganismenya akan mempengaruhi laju proses dekomposisi. Adapun faktor-faktor yang mempengaruhi proses pengomposan adalah sebagai berikut :

- Perbandingan Carbon/Nitrogen (C/N) bahan organik.
Didalam sistem pengomposan Aerobik perlu diperhatikan komposisi Carbon/Nitrogen (C/N). Carbon merupakan sumber energi bagi bakteri/mikroorganismenya untuk menguraikan sampah organik, sedangkan Nitrogen merupakan sumber protein bagi bakteri/mikroorganismenya untuk proses pertumbuhan dan perkembangbiakan bakteri.
- Sirkulasi Udara.
Mikroorganismenya yang berperan menguraikan sampah organik membutuhkan oksigen untuk menguraikan Karbon (C) menjadi energi bagi kehidupan bakteri. Agar Pertukaran oksigen tetap optimal perlu diciptakan sistem Sirkulasi Udara yang lancar.

- Kelembaban.
Sirkulasi udara sangat dipengaruhi oleh tingkat kelembaban, bila kelembaban tinggi maka proses sirkulasi akan terhambat, dan proses pengomposan cenderung menjadi lamban. Selama proses pengomposan, kelembaban (kandungan air) perlu dijaga antara 40% - 60%. (jika kompos diperas tidak boleh sampai air menetes).
- Suhu kompos.
Suhu dalam proses pengomposan yang ideal antara 45° - 70° C, untuk mencapai suhu tersebut dipengaruhi oleh beberapa faktor antara lain besarnya tumpukan kompos, kelembaban air, sirkulasi udara dan perbandingan C/N.
- Pengadukan (*homogenisasi*).
- Mikroorganisme

Pemanfaatan sampah organik menjadi pupuk kompos organik (*bokasi*) merupakan salah satu cara pemanfaatan sampah yang memungkinkan untuk dilakukan mengingat volume sampah terbesar dihasilkan dari sampah organik.

Adapun alasan-alasan lain yang mendukung mengapa harus memanfaatkan sampah organik menjadi pupuk kompos adalah sebagai berikut :

- Dapat mengurangi pencemaran lingkungan.
Pencemaran lingkungan erat kaitannya dengan sampah. Tumpukan sampah diselokan mengakibatkan banjir, tempat pembuangan sampah juga dapat menjadi tempat berkembangnya organisme yang berbahaya bagi kesehatan manusia, air yang keluar dari timbunan sampah juga dapat mencemari air sungai dan tanah.
- Dapat memperbaiki produktivitas tanah.
Seringnya tanah diberi pupuk anorganik (kimia), maka tanah akan menjadi keras. Hal ini menyebabkan tanah sulit untuk diolah dan pertumbuhan tanaman menjadi terganggu. Lain halnya dengan penggunaan pupuk

kompos, kompos bisa menggemburkan tanah dan memperbaiki daya olah tanah.

- Dapat meningkatkan kesuburan tanah.
Peningkatan kesuburan tanah dapat dilakukan dengan dengan penambahan unsur hara, hal ini dapat dilakukan dengan cara memberikan pupuk. Pemberian pupuk yang tepat adalah pupuk organik.
- Dapat mengatasi kelangkaan dan harga pupuk anorganik yang mahal.
Keberadaan pupuk anorganik dipasaran akhir-akhir ini menjadi langka. Kelangkaan pupuk anorganik ditingkat konsumen salah satunya disebabkan pendistribusian yang tidak tepat waktu pada saat dibutuhkan oleh konsumen. Keadaan inilah yang menyebabkan harga pupuk anorganik menjadi mahal.
- Pupuk kompos lebih unggul daripada pupuk kimia.

Selain itu ada juga beberapa keuntungan yang bisa diperoleh dari produk pertanian yang menggunakan pupuk organik (pertanian organik) :

- Tidak mengandung pestisida.
- Mempunyai pengaruh lingkungan yang baik, karena terhindar dari pencemaran bahan kimia.
- Meningkatkan kesuburan tanah.
- Meningkatkan perlindungan tanaman terhadap hama penyakit.

Metode pembuatan kompos sangatlah sederhana, adapun tahapan-tahapannya adalah sebagai berikut :

1. Potong-potong sampah hingga menjadi serpihan kecil.
2. Campur sampah secara merata dengan aktivator.
3. Semprotkan air hingga secara visual air tidak menetes ketika diperas.
4. Masukkan sampah kedalam kotak dan tutup rapat menggunakan karung.

5. Simpan ditempat yang terlindung dari hujan, lembab, dan sedikit terkena sinar matahari. Caranya adalah menutup kotak dengan menggunakan karung.
6. Buka karung penutup selama 1 jam setiap 3 hari, lalu tutup lagi. Lakukan pembukaan karung selama 3 kali lalu biarkan selama 1 minggu.
7. Setelah 1 – 2 minggu sampah telah menjadi kompos yang matang.

BAB III METODOLOGI

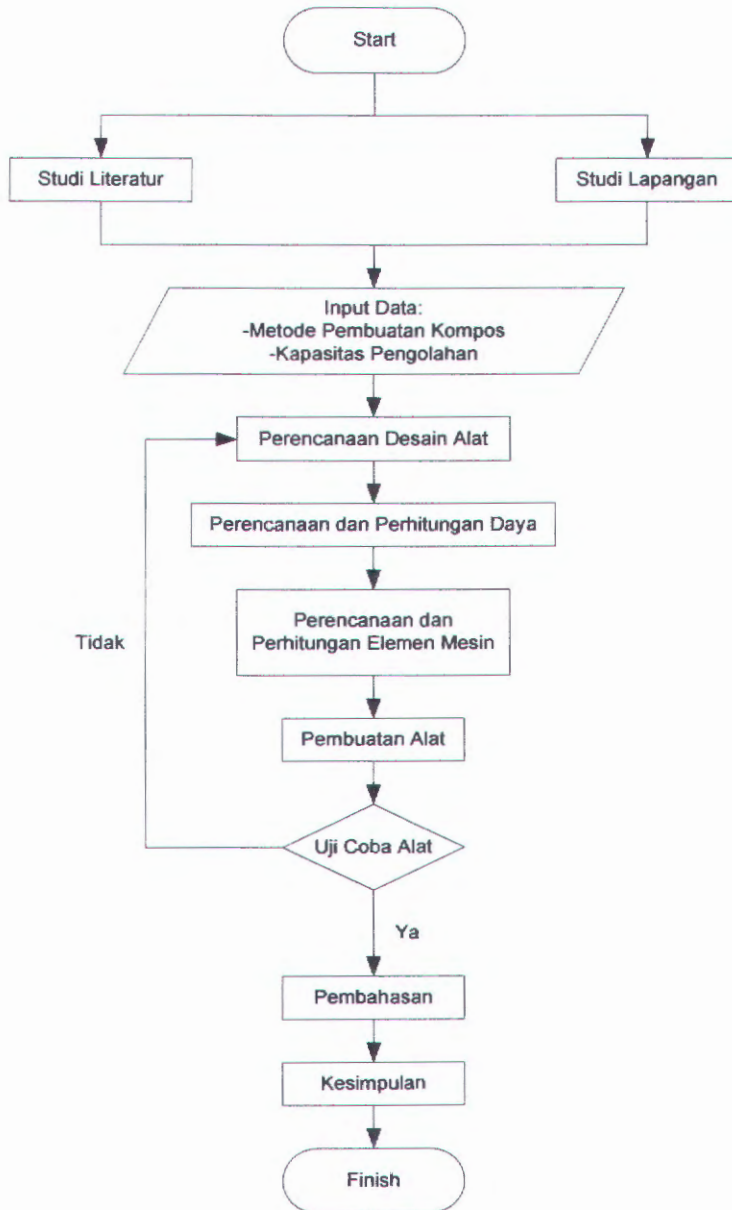
3.1. Diagram Alir Perencanaan

Dalam pelaksanaan pembuatan Tugas Akhir ini menggunakan metode penelitian, meliputi :

1. Studi Lapangan
Studi lapangan dilakukan dengan cara mengunjungi *Rumah Kompos PUSDAKOTA-UBAYA* di Rungkut Lor, Surabaya. Untuk mengetahui prinsip kerja dan kelemahan-kelemahan menggunakan metode manual (Ayakan Tangan).
2. Studi Literatur
Pada tahapan ini setelah memperoleh data dari studi lapangan, studi literatur dilakukan dengan cara melakukan pencarian data-data yang diperlukan dari literatur-literatur maupun pencarian dari internet.
3. Input Data
Data yang didapatkan dari Studi Literatur akan dibutuhkan dalam perhitungan perencanaan mesin pemisah ukuran kompos.
4. Perencanaan Desain alat
Membuat gambar dan desain alat guna mempermudah perencanaan alat.
5. Perencanaan dan Perhitungan Daya
Perencanaan dan perhitungan dilakukan untuk menentukan gaya dan daya yang dibutuhkan dalam pengoperasian alat.
6. Perencanaan dan Perhitungan *elmes*
Perencanaan elemen mesin dibutuhkan untuk mencari bahan/jenis serta ukuran komponen-komponen penunjang yang aman dalam perencanaan sebuah alat.
7. Pembuatan Alat

8. Ujicoba Alat
Ujicoba alat dibutuhkan untuk mengetahui apakah desain, konstruksi, dan mekanisme alat sudah beroperasi dengan baik atau belum, serta memenuhi standar keamanan
9. Pembahasan.
Pembahasan disini bertujuan untuk membandingkan hasil perhitungan elemen mesin sebelumnya dengan kondisi alat sebenarnya, sehingga didapat hasil perhitungan yang sesuai.
10. Kesimpulan

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



3.2. Bahan Ayakan (Mesh)

Ayakan (Mesh) Menggunakan Kawat Kasa /Kawat Jaring jenis Besi yang banyak terdapat di pasaran.

3.3. Ukuran Ayakan (Mesh)

Dari hasil penelitian dan diskusi yang dilakukan di PUSDAKOTA UBAYA, maka ukuran mesh yang paling tepat untuk Kompos Organik menggunakan ukuran 10mm X 10mm.

3.4. Proses Pembuatan Kompos

Proses pembuatan kompos organik yang diamati dilakukan di Rumah Kompos PUSDAKOTA UBAYA, bahan kompos berasal dari sampah rumah tangga organik (sisa makanan, buah, sayur, dll). waktu yang dibutuhkan mulai dari pemilahan sampai dengan pengepakan sekitar 1-2 minggu

3.4.1. Bahan Kompos

Kompos berasal dari sampah-sampah organik rumah tangga (sisa makanan, buah, sayuran, dll) warga Rungkut Lor Surabaya, kemudian dikumpulkan oleh petugas PUSDAKOTA UBAYA untuk diolah menjadi Kompos Organik.

3.4.2. Pemisahan Bahan Kompos

Pemisahan bahan kompos dilakukan mandiri oleh warga Rungkut Lor Surabaya, di setiap rumah, mereka mempunyai 2 tempat sampah, 1 untuk sampah Organik, 1 untuk sampah Anorganik. Sehingga petugas PUSDAKOTA UBAYA hanya mengambil sampah Organik untuk diolah menjadi Kompos Organik.

3.4.3. Distribusi Kompos

Kompos Organik yang telah matang akan dikemas dalam kemasan 5 kg dan 10 kg, kompos tersebut akan dikembalikan ke warga Rungkut Lor Surabaya untuk media tanam tanaman-tanaman pot warga dan pembuatan taman di lingkungan mereka, jika kebutuhan warga telah tercukupi akan dijual ke masyarakat umum dengan harga Rp 12.000,00/5 kg atau Rp 22.000,00/10 kg.

BAB IV HASIL DAN PEMBAHASAN

4.1. Perhitungan Daya

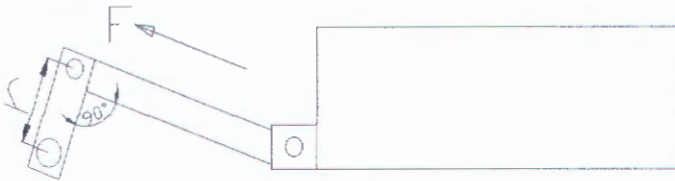
Daya motor yang dibutuhkan untuk menggerakkan mekanisme tersebut dapat dihitung dengan menggunakan rumus-rumus dibawah ini.

Sebelum menghitung daya motor yang digunakan harus terlebih dahulu menghitung torsi pada poros yang dibutuhkan untuk menggoyang meja ayakan.

4.1.1. Torsi

Besar torsi yang dibutuhkan untuk poros adalah

$$T = F \cdot r$$



Gambar 4.1. Torsi

Dimana F = Gaya yang dibutuhkan untuk menggerakkan meja ayakan

$$= 225,63 \text{ N}$$

r = Jari-jari lengan eksentris

$$= 78 \text{ cm} = 0,078 \text{ m}$$

$$T = F \cdot r$$

$$= 225,63 \text{ N} \times 0,078 \text{ m}$$

$$= 17,59 \text{ Nm}$$

4.1.2. Daya

Besarnya daya poros yang diperlukan untuk menggoyang meja ayakan dapat dicari dengan menggunakan persamaan;

$$T = 63000 \frac{P}{n}$$

$$P_1 = \frac{T.n}{63000}$$

Putaran poros (n) dapat dihitung dengan cara sebagai berikut ;

Putaran yang dihasilkan untuk memutar GearBox

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

Dimana, n_1 = Putaran pulley penggerak

n_2 = Putaran pulley yang digerakkan

d_1 = Diameter pulley penggerak

d_2 = Diameter pulley yang digerakkan

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

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

$$n_2 = \frac{2800.75}{50}$$

$$n_2 = 4200 \text{ rpm}$$

Putaran yang dihasilkan untuk memutar poros

$$\frac{n_2}{n_3} = \frac{N_1}{N_2}$$

Dimana, n_2 = Putaran input Gearbox

n_3 = Putaran output Gearbox

N_1 = Jumlah gigi pinion

N_2 = Jumlah gigi gear

$$\frac{n_2}{n_3} = \frac{N_1}{N_2}$$

$$\frac{n_2}{n_3} = \frac{40}{1}$$

$$n_3 = \frac{n_2}{40}$$

$$n_3 = \frac{4200}{40}$$

$$n_2 = 105rpm$$

Jadi besar daya yang terjadi pada poros adalah

$$P_1 = \frac{T.n}{63000}$$

$$P_1 = \frac{17.59Nm.105rpm}{63000}$$

$$P_1 = 0,29Hp$$



Besarnya daya yang keluar dari Gearbox dihitung dengan menggunakan rumus;

$$P_2 = \frac{P_1}{\mu_g}$$

Dimana, P_1 = Daya yang terjadi pada poros
 P_2 = Daya yang keluar dari Gearbox
 μ_g = Efisiensi Gearbox

$$P_2 = \frac{P_1}{\mu_g}$$

$$P_2 = \frac{0.29Hp}{0,95}$$

$$P_1 = 0,31Hp$$

Besarnya daya motor yang dibutuhkan untuk menggerakkan mekanisme tersebut dihitung dengan menggunakan rumus;

$$P_3 = \frac{P_2}{\mu_b}$$

Dimana, P_2 = Daya yang keluar dari Gearbox
 P_3 = Daya Motor yang dibutuhkan
 μ_b = Efisiensi Pulley-Belt

$$P_3 = \frac{0,31Hp}{0,9}$$

$$P_3 = 0,35Hp$$

Jadi Daya motor minimal yang dibutuhkan untuk menggerakkan mekanisme mesin tersebut sebesar 0,35 Hp.

4.2. Perhitungan Poros

Perhitungan poros bertujuan untuk merencanakan diameter minimum dan jenis material poros yang memenuhi angka keamanan.

Sebelum menghitung diameter poros harus terlebih dahulu mengetahui gaya-gaya yang bekerja dan menghitung besar gaya-gaya tersebut

Perencanaan Panjang poros = 350 mm = 0,35 m

Perencanaan diameter poros = 20 mm = 0.02 m

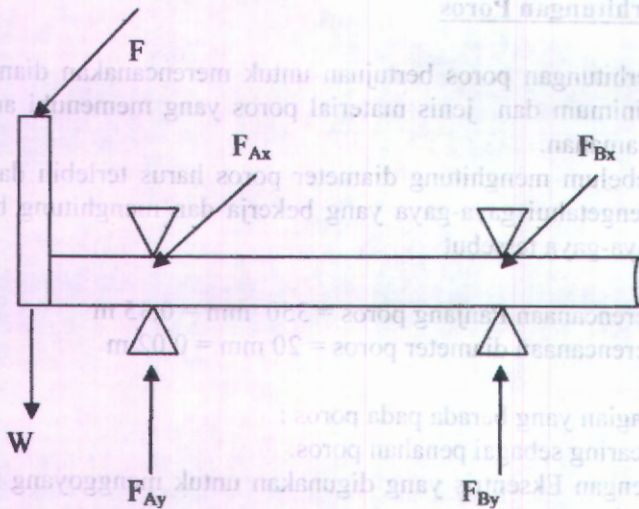
Bagian yang berada pada poros :

Bearing sebagai penahan poros.

Lengan Eksentris yang digunakan untuk menggoyang meja ayakan.

4.2.1. Skema Gaya

Gaya-gaya yang terjadi pada poros dapat dijelaskan pada skema gaya berikut;



Gambar 4.2. Skema Gaya poros

4.2.2. Momen Torsi

Besarnya momen torsi poros dapat dihitung dengan menggunakan rumus;

$$M_t = 71620 \frac{N}{n}$$

$$M_t = 71620 \frac{0,75Hp}{2800rpm}$$

$$M_t = 19,18 \text{ Nm}$$

4.2.3. Gaya tangensial pada Lengan Eksentris

Besarnya gaya tangensial yang terjadi pada lengan eksentris dapat dicari dengan menggunakan rumus;

$$F = \frac{Mt}{R}$$

$$F = \frac{19,18Nm}{0,078m}$$

$$F = 245,89 \text{ N}$$

4.2.4. Reaksi tumpuan

Horisontal

$$\curvearrowleft + \sum M_a = 0$$

$$-F(0,1 \text{ m}) - F_{Bx}(0,22 \text{ m}) = 0$$

$$-F_{Bx} = \frac{F(0,1m)}{0,22m}$$

$$F_{Bx} = -\frac{245,89N(0,1m)}{0,22m}$$

$$F_{Bx} = 111,17 \text{ N (} \nearrow \text{)}$$

Vertikal

$$\curvearrowleft + \sum M_a = 0$$

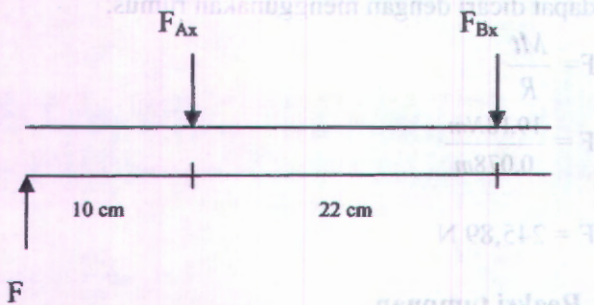
$$-W(0,1 \text{ m}) - F_{By}(0,22 \text{ m}) = 0$$

$$F_{By} = \frac{-W(0,1m)}{0,22m}$$

$$F_{By} = -\frac{3,13N(0,1m)}{0,22m}$$

$$F_{By} = 1,42 \text{ N (} \searrow \text{)}$$

Reaksi tumpuan pada sumbu x



$$\leftarrow + \sum F_x = 0$$

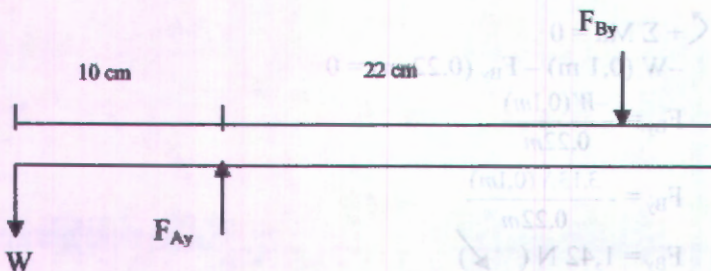
$$F - F_{Ax} - F_{Bx} = 0$$

$$F_{Ax} = F - F_{Bx}$$

$$F_{Ax} = 245,89 \text{ N} - 111,17 \text{ N}$$

$$F_{Ax} = 134,72 \text{ N}$$

Reaksi tumpuan pada sumbu Y



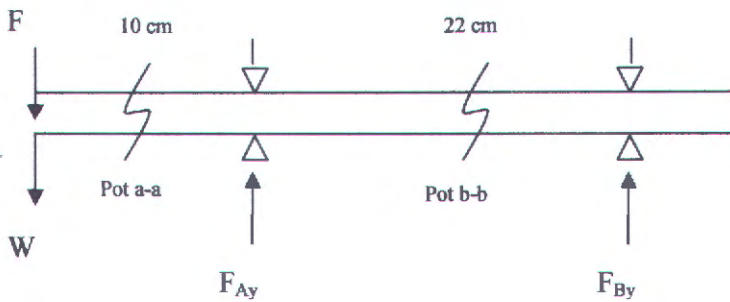
$$\begin{aligned} \curvearrowleft + \Sigma M_a &= 0 \\ -W + F_{Ay} - F_{By} &= 0 \end{aligned}$$

$$F_{Ay} = F_{By} + W$$

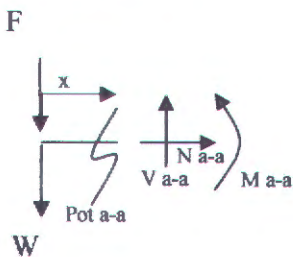
$$F_{Ay} = 1,42 \text{ N} + 3,13 \text{ N}$$

$$F_{Ay} = 4,55 \text{ N}$$

Analisa Potongan Sumbu Y



Potongan a - a



$$\uparrow + \Sigma F_y = 0$$

$$-W - F + V_{a-a} = 0$$

$$V_{a-a} = W + F$$

$$V_{a-a} = 3,13 \text{ N} + 245,89 \text{ N}$$

$$V_{a-a} = 249,02 \text{ N}$$

$$\curvearrow + \Sigma M_a = 0$$

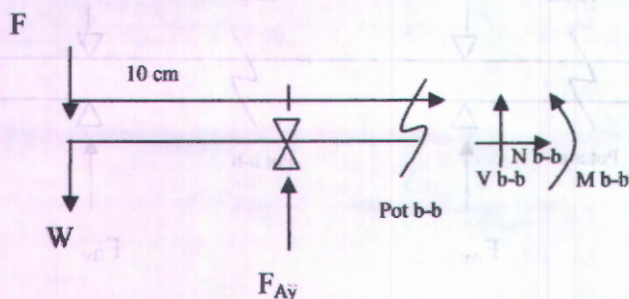
$$-M_{a-a} - W(x) - F(x) = 0$$

$$\text{untuk } 0 \leq x \leq 0,1 \text{ m}$$

Jika $x = 0$ maka $M_{a-a} = 0$

$x = 0,1$ maka $M_{a-a} = -24,9 \text{ Nm}$

Potongan b-b



$$\uparrow + \Sigma F_y = 0$$

$$-W - F + F_{Ay} + V_{b-b} = 0$$

$$V_{b-b} = W + F - F_{Ay}$$

$$V_{b-b} = 3,13 \text{ N} + 245,89 \text{ N} - 4,55 \text{ N}$$

$$V_{b-b} = 244,47 \text{ N}$$

$$\curvearrowleft + \sum M_b = 0$$

$$-M_{b-b} - W(0,1+x) - F(0,1+x) + F A_y(x) = 0$$

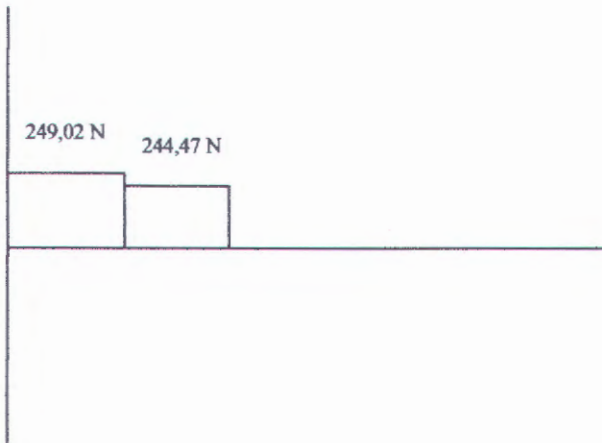
untuk $0 \leq x \leq 0,1$ m

Jika $x = 0$, maka $M_{b-b} = -24,9$ Nm

$x = 0,1$, maka $M_{b-b} = 49,35$ Nm

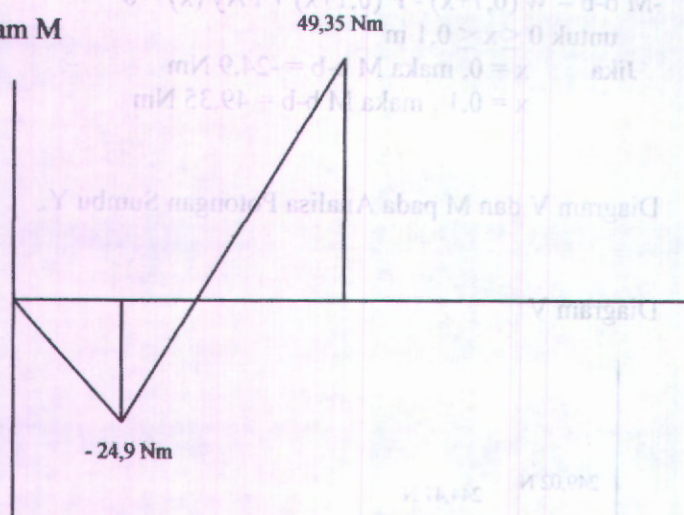
Diagram V dan M pada Analisa Potongan Sumbu Y.

Diagram V



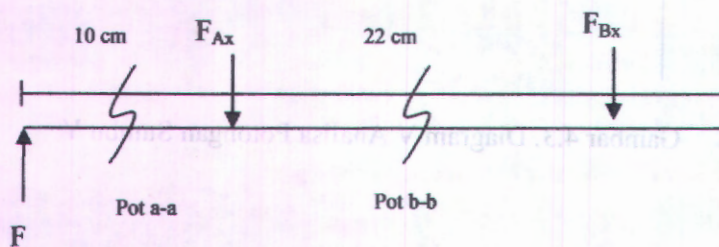
Gambar 4.3. Diagram V Analisa Potongan Sumbu Y

Diagram M

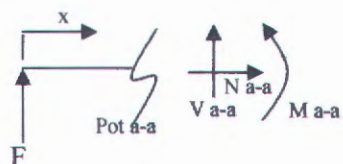


Gambar 4.4. Diagram M Analisa Potongan Sumbu Y.

Analisa potongan pada sumbu x



Potongan a-a



$$\rightarrow \Sigma F_x = 0$$

$$V_{a-a} = -F = -245,89 \text{ N}$$

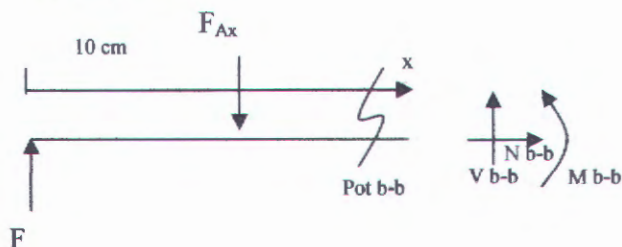
$$\curvearrow + \Sigma M_a = 0$$

$$F(x) - M_{a-a} = 0 \text{ untuk } 0 \leq x \leq 0,1 \text{ m}$$

jika $x = 0$, maka $M_{a-a} = 0$

$x = 0,1$, maka $M_{a-a} = -24,58 \text{ Nm}$

Potongan b-b



$$\rightarrow \Sigma F_x = 0$$

$$-F + F_{Ax} - V_{b-b} = 0$$

$$V_{b-b} = -F + F_{Ax}$$

$$V_{b-b} = -245,89 \text{ N} + 134,72 \text{ N}$$

$$V_{b-b} = -111,17 \text{ N}$$

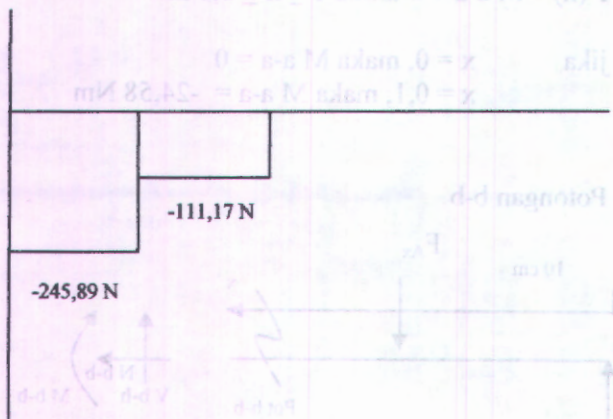
$$\curvearrowleft + \sum M_b = 0$$

$$-M_b - b + F(0,1+x) - F_A x(x) = 0 \text{ untuk } 0 \leq x \leq 0,1 \text{ m}$$

jika $x = 0$, maka $M_b = 24,58 \text{ Nm}$
 $x = 0,1$, maka $M_b = 35,7 \text{ Nm}$

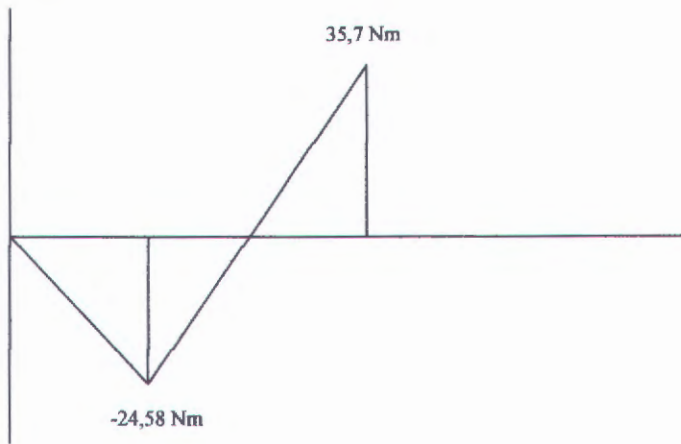
Diagram V dan M pada Analisa Potongan Sumbu X.

Diagram V



Gambar 4.5. Diagram V Analisa Potongan Sumbu X.

Diagram M



Gambar 4.6. Diagram M Analisa Potongan Sumbu X

4.2.5. Momen Bending pada poros

Untuk mencari Momen Bending pada poros dapat menggunakan rumus ;

$$M_b = \sqrt{(Mbx^2) + (Mby^2)}$$

Dari diagram diatas momen bending terbesar pada titik

$$M_{a-a} = \sqrt{(-24,9^2) + (-24,58^2)}$$

$$M_{a-a} = 34,98 \text{ Nm}$$

$$M_{b-b} = \sqrt{(49,35^2) + (35,7^2)}$$

$$M_{b-b} = 60,9 \text{ Nm}$$

Dari perhitungan didapatkan momen bending terbesar terdapat pada potongan b-b yaitu sebesar 60,9 Nm

Bahan poros dipilih adalah Carbon Steel ASTM A47-32510 dengan Yield Strength sebesar 32.500 psi

4.2.6. Dimensi Poros

Untuk mengetahui dimensi poros dapat menggunakan rumus sebagai berikut ;

$$\sigma_{\max} = \sqrt{\left(\frac{16 M_B}{\pi D^3}\right)^2 + \left(\frac{16 T}{\pi D^3}\right)^2}$$

$$|\sigma_{\max}| = \frac{Syp}{N}$$

$$|\sigma_{\max}| \geq \sigma_{\max}$$

Diketahui :

$$M_B = 60,9 \text{ Nm}$$

$$T = 19,18 \text{ Nm}$$

$$Syp = 32500 \text{ psi}$$

Direncanakan bahan yang digunakan adalah ASTM A47-32510 (lampiran 4)

$$N = 4$$

$$|\sigma_{\max}| \geq \sigma_{\max}$$

$$\frac{Syp}{N} \geq \sqrt{\left(\frac{16 M_B}{\pi D^3}\right)^2 + \left(\frac{16 T}{\pi D^3}\right)^2}$$

$$\frac{32500}{4} \geq \sqrt{\left(\frac{16 \times 60,9}{\pi D^3}\right)^2 + \left(\frac{16 \times 19,18}{\pi D^3}\right)^2}$$

$$8125 \geq \sqrt{\frac{949455,36}{\pi^2 D^6} + \frac{94175,33}{\pi^2 D^6}}$$

$$8125^2 \geq \frac{949455,36 + 94175,33}{\pi^2 D^6}$$

$$D^6 \geq \frac{949455,36 + 94175,33}{\pi^2 8125^2}$$

$$D^6 \geq \frac{1043630,69}{\pi^2 \times 66015625}$$

$$D \geq \sqrt[6]{0,342}$$

$$D \geq 17,2 \text{ mm}$$

Dari perhitungan diatas maka diameter poros direncanakan 20 mm (lebih besar dari D minimum), sedangkan bahan poros yang digunakan adalah ASTM A47-32510.

4.3. Perhitungan Pulley dan Belt

Perhitungan pulley dan belt bertujuan untuk merencanakan jenis, panjang, dan umur belt yang sesuai dengan angka keamanan dan efisiensi mesin

Data - data yang diambil dari perhitungan sebelumnya adalah :

Besar torsi yang akan ditransmisikan (T) = 17,59 Nm

Putaran pulley yang digerakkan (N_2) = 4200 rpm

Data- data yang direncanakan :

Jarak sumbu antar poros (C) = 200 mm

Diameter pulley yang digerakkan = 50 mm

Diameter pulley penggerak = 75 mm

4.3.1. Perhitungan Panjang Belt (L)

Untuk menghitung panjang belt yang sesuai dapat dicari dengan menggunakan rumus :

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

$$L = 2 \times 200 + \frac{\pi}{2} (75 + 50) + \frac{1}{4(200)} (75 - 50)^2$$

$$L = 400 + 196,25 + 0,78$$

$$L = 597,03 \text{ mm}$$

Dari tabel Dimensi Belt dapat dipilih belt dengan panjang 600 mm

4.3.2. Pemilihan Belt

Dari Diagram pemilihan V belt dan koreksinya didapatkan jenis V Belt tipe C

Dari tabel Tentang dimensi V belt tipe C diketahui :

Lebar (D) = 22 mm

Tebal (h) = 13,5 mm

Luasan (A) = 2,3 cm²

4.3.3. Kecepatan Keliling Belt

Untuk memperoleh kecepatan keliling belt dapat dihitung dengan menggunakan rumus ;

$$v = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60000} \text{ m/s}$$

$$v = \frac{\pi \cdot 75 \cdot 2800}{60000} \text{ m/s}$$

$$v = 10.99 \text{ m/s}$$

4.3.4. Gaya Tarik Efektif

Daya Motor = 0.75 HP

Untuk menghitung gaya tarik efektif dapat menggunakan rumus ;

$$F_{\text{rated}} = \frac{102 \cdot N}{v}$$

$$F_{\text{rated}} = \frac{102 \cdot 0,75}{10,99} \text{ N}$$

$$= 6,96 \text{ N}$$

Overload faktor dipilih 1,4 maka :

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

$$F_{\text{efektif}} = 1,4 \cdot 6,96 \text{ N}$$

$$F_{\text{efektif}} = 9,74 \text{ N}$$

4.3.5. Tegangan yang timbul akibat beban

σ_o untuk V Belt sebesar 12 kg/cm^2

ϕ_o untuk V Belt (0,7 – 0,9) dipilih 0,9

$$\sigma_d = 2 \cdot \phi_o \cdot \sigma_o$$

$$= 2 \cdot 0,9 \cdot 12$$

$$= 21,6 \text{ kg/cm}^2$$

4.3.6. Jumlah Belt yang dibutuhkan (Z)

Untuk mendapatkan jumlah belt yang dibutuhkan dapat dihitung dengan menggunakan rumus;

$$Z = \frac{F_{\text{efektif}}}{\sigma_d \cdot A}$$

$$Z = \frac{7.27}{21,6 \times 2,3}$$

$$Z = 0.83 \approx 1 \text{ Buah}$$

Jadi belt yang dibutuhkan adalah 1 buah

4.3.7. Tegangan maksimum yang ditimbulkan (σ_{\max})

Dari tabel bahan Belt, belt yang digunakan dengan bahan solid wolvn cotton, diketahui $\gamma = 1,05 \text{ kg/dm}^3$, dan dipilih $E = 500 \text{ kg/cm}^3$ sehingga :

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

$$\sigma_{\max} = 12 + \frac{9,74}{2 \times 1 \times 2,3} + 500 \frac{13,5}{50} + 1,05 \frac{10,99^2}{10 \times 9,8}$$

$$\sigma_{\max} = 12 + 2,11 + 135 + 1,29$$

$$\sigma_{\max} = 150,4 \text{ kg / cm}^2$$

4.3.8. Jumlah Putaran Belt per Detik

Untuk mendapatkan putaran belt per detik dapat dihitung dengan menggunakan rumus;

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

$$u = \frac{10,99}{0,6}$$

$u = 18,32$ Putaran/detik

4.3.9. Umur Belt

Diketahui jumlah Pulley yang berputar (x) = 2, $\sigma_{fat} = 90$ kg/cm² (untuk V Belt) dan $m = 8$ untuk V Belt.

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

$$H = \frac{10^7}{3600 \cdot 18,32 \cdot 2} \left[\frac{90}{277,58} \right]^8 \text{ jam}$$

$H = 8848,344$ Jam Operasi

Jadi umur belt adalah 8848 Jam Operasi.

4.3.10. Dimensi pulley

Dari tabel tentang dimensi pulley untuk belt tipe V Belt didapat data-data sebagai berikut :

$e = 21$ mm

$c = 6$ mm

$t = 26$ mm

$s = 17$ mm

$\phi_o =$ dipilih 40°

maka

Dimensi Pulley Penggerak

$$D_{out} = d_1 + 2.c$$

$$D_{out} = 50 + 2.6$$

$$D_{out} = 62 \text{ mm}$$

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

$$D_{in} = 62 - 2.21$$

$$D_{in} = 20 \text{ mm}$$

Dimensi Pulley yang Digerakkan

$$D_{out} = d_1 + 2.c$$

$$D_{out} = 75 + 2.6$$

$$D_{out} = 87 \text{ mm}$$

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

$$D_{in} = 87 - 2.21$$

$$D_{in} = 45 \text{ mm}$$

4.3.11. Lebar Pulley (B)

Untuk mendapatkan lebar pulley dapat dihitung dengan menggunakan rumus;

Pulley yang digunakan sebanyak 1 buah ($Z=1$), maka :

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

$$B = (1 - 1) 26 + 2 . 17$$

$$B = 34 \text{ mm}$$

4.3.12. Sudut Kontak

Untuk mendapatkan sudut kontak antara belt dan pulley dapat dihitung dengan menggunakan rumus;

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

$$\alpha = 180^\circ - \frac{75 - 50}{200} 60^\circ$$

$$\alpha = 172,5^\circ$$

4.3.13. Berat Pulley

Dari tabel bahan, bahan poros dipilih bahan Alloy Steel AISI 1020 dengan density (ρ) = 7680 kg/m³

Untuk mendapatkan massa pulley dapat dihitung dengan rumus;

$$m_1 = \rho \left(\frac{1}{4} \pi d_1^2 \cdot B \right)$$

Massa Pulley 1 (m_1)

$$m_1 = \rho \left(\frac{1}{4} \pi d_1^2 \cdot B \right)$$

$$m_1 = 7680 \left(\frac{1}{4} \pi 0,05^2 \cdot 0,034 \right)$$

$$m_1 = 0,51 \text{ kg}$$

Jadi massa pulley 1

Massa Pulley 2 (m_2)

$$m_2 = \rho \left(\frac{1}{4} \pi d_2^2 \cdot B \right)$$

$$m_2 = 7680 \left(\frac{1}{4} \pi 0,075^2 \cdot 0,034 \right)$$

$$m_2 = 1,15 \text{ kg}$$

4.4.Perhitungan Bantalan

Perhitungan bantalan bertujuan untuk merencanakan jenis dan umur bantalan yang sesuai dengan angka keamanan dan efisiensi mesin.

4.4.1. Pemilihan Bantalan

Dari tabel Tentang pemilihan Bearing dipilih Bearing jenis Gelinding (ball bearing – single row – deep groove) dengan data-data sebagai berikut :

$$d = 20 \text{ mm}$$

$$D = 38 \text{ mm}$$

$$B = 9 \text{ mm}$$

$$C_o = 1605 \text{ N}$$

$$C = 2298 \text{ N}$$

Data lain sebagai pendukung :

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

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

Dari perhitungan sebelumnya didapat gaya yang bekerja pada bearing

Untuk bearing 1
 $FA_x = 134,72 \text{ N}$
 $FA_y = 4,55 \text{ N}$
 $n = 150 \text{ rpm}$

Sehingga :

$$F_{t1} = \sqrt{FA_x^2 + FA_y^2}$$

$$F_{t1} = \sqrt{134,72^2 + 4,55^2}$$

$$F_{t1} = 134,79 \text{ N}$$

$$P_1 = V \cdot F_{t1}$$

$$P_1 = 1 \cdot 134,79 \text{ N}$$

$$P_1 = 134,79 \text{ N}$$

4.4.2. Umur Bantalan 1 adalah

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

$$L_{10h} = \left(\frac{2298}{134,79} \right)^3 \times \frac{10^6}{60 \cdot 150}$$

$$L_{10h} = 9785,60 \text{ jam kerja}$$

Jadi umur bantalan 1 adalah 9785 jam kerja

Untuk Bearing 2

$$FB_x = 111,17 \text{ N}$$

$$FB_y = 1,42 \text{ N}$$

$$n = 150 \text{ rpm}$$

Sehingga :

$$F_{t_2} = \sqrt{FBx^2 + FBy^2}$$

$$F_{t_2} = \sqrt{111,17^2 + 1,42^2}$$

$$F_{t_2} = 111,18 \text{ N}$$

$$P_2 = V \cdot F_{t_2}$$

$$P_2 = 1 \cdot 111,18 \text{ N}$$

$$P_2 = 111,18 \text{ N}$$

4.4.3. Umur Bantalan 2 adalah

$$L_{10h} = \left(\frac{C}{P_2} \right)^b \times \frac{10^6}{60.n}$$

$$L_{10h} = \left(\frac{2298}{111,18} \right)^3 \times \frac{10^6}{60.150}$$

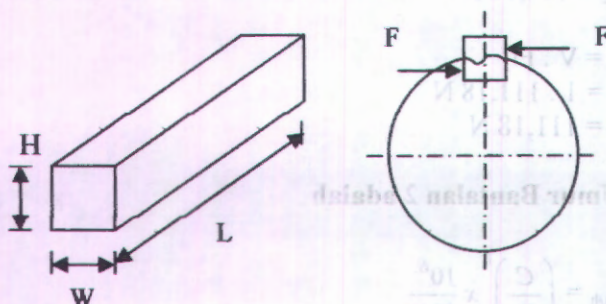
$$L_{10h} = 8696,224 \text{ jam kerja}$$

Jadi umur bantalan 2 adalah 8696 jam kerja

4.5 Perencanaan Pasak

Data – data yang digunakan dalam pemilihan pasak adalah sebagai berikut :

Pemilihan Bahan Dan Dimensi Pasak

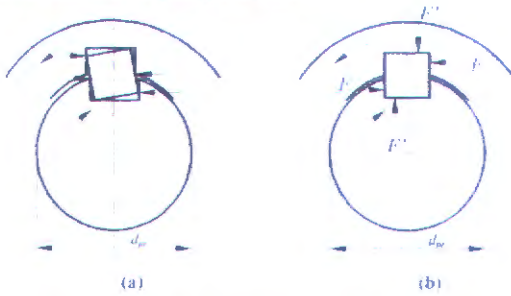


Gambar 4.7. Dimensi pasak dan gaya pada pasak

Dipilih tipe pasak datar dari bahan baja AISI 1040, dari tabel (lampiran 9) diperoleh data – data sebagai berikut :

- Lebar pasak (W) = 20 mm, karena menggunakan pasak persegi maka $W = H$ (lampiran 8) untuk $D = 20$ mm
- $S_{yp} = 58.000$ psi maka $S_{su} = 0,82S_u$
- $S_{syf} = 0,58S_{yp}$

4.5.1. Mencari Panjang Pasak



Gambar 4.8. Kedudukan pasak terhadap poros

Data awal yang digunakan untuk mencari panjang pasak sebagai berikut :

Direncanakan $D = 20 \text{ mm}$

$$\begin{aligned} T &= 63000 \frac{N}{n} \\ &= 63000 \frac{0,75hp}{150rpm} \\ &= 315 \text{ Nm} \end{aligned}$$

$$F = \frac{315Nm}{0,5.D} = \frac{315Nm}{0,1m} = 3150N$$

Tinjauan terhadap geser

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

Supaya pasak aman maka syaratnya adalah :

$$\frac{2T}{W.L_s.D} \leq \frac{S_{syp}}{N}$$

$$\begin{aligned} L_s &\geq \frac{2T.N}{S_{syp}.W.D} \\ &\geq \frac{2 \times 315 Nm \times 0,75 hp}{0,58 \times 58000 psi \times 0,1 m} \\ &\geq \frac{472,5}{3364} m \\ L_s &\geq 0,14 m \end{aligned}$$

Tinjauan terhadap kompresi

Supaya pasak aman maka syaratnya adalah

$$\begin{aligned} L_c &\geq \frac{4T.N}{S_{syp}.W.D} \\ &\geq \frac{4 \times 315 Nm \times 0,75 hp}{0,58 \times 58000 psi \times 0,1 m} \\ &\geq \frac{945}{3364} m \\ L_c &\geq 0,28 m \end{aligned}$$

BAB V KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Dari hasil perhitungan didapatkan data :

1. Sumber daya berasal dari Motor Listrik, dengan :

- Daya = 3/4 Hp
- Putaran = 2800 rpm
- Putaran (dengan *reducer* 1:40)

2. Poros memakai bahan ASTM A47-32510. Dengan diameter 20 mm.

3. Belt memakai jenis V-Belt tipe C

Lebar (D) = 22 mm

Tebal (h) = 13,55 mm

Luasan (A) = 2,3 cm²

Pulley memakai bahan Alloy Steel AISI 1020

Diameter Pulley 1 (D₁) = 50 mm

Diameter Pulley 2 (D₂) = 75 mm

4. Bantalan memakai jenis *Ball Bearing Single row Deep Groove* seri 6200 nomor 6212.

5. Pasak memakai jenis *square key* (segi empat), bahan *Melleable Iron Grade 32510*.

- Lebar (W) = 14 mm
- Tinggi (h) = 14 mm
- Panjang (L) = 50 mm

6. Kapasitas Mesin:

Mesin ini mempunyai kapasitas maksimal 300 kg/jam (Hasil Percobaan).

7. Kemiringan Meja Ayakan dan Saringan (*Mesh*).

- Kemiringan Meja Ayakan = 10°
- Kemiringan Saringan (*Mesh*) = 10°

5.2 Saran

Dari hasil perencanaan serta pembuatan alat, penulis menyadari bahwa alat ini masih banyak kekurangan baik dari konstruksi, maupun sistem pengoperasiannya, yang diharapkan dapat penyempurnaan lebih lanjut pada penelitian berikutnya. Dan perlu adanya penyempurnaan terutama pada desain meja ayakan dan mekanisme eksentrisitas pada alat ini, penyempurnaan lebih lanjut dapat menaikkan fungsi alat tersebut sehingga alat ini bisa bekerja efektif dan efisien

- Putaran (dengan reduksi 1:40)
- 2. Poros memakai bahan ASTM A47-32710. Dengan diameter 20 mm.
- 3. Belt memakai jenis V-Belt tipe C
 - Lebar (D) = 32 mm
 - Tebal (B) = 13,25 mm
 - Lusutan (A) = 2,3 cm
- Pulley memakai bahan Alloy Steel AISI 1020
 - Diameter Pulley 1 (D₁) = 30 mm
 - Diameter Pulley 2 (D₂) = 75 mm
- 4. Bantalan memakai jenis Ball Bearing Single row Deep Groove seri 6200 nomor 6212
- 5. Pasak memakai jenis square key (segi empat), bahan Material Iron Grade 32710.
 - Lebar (W) = 14 mm
 - Tinggi (H) = 14 mm
 - Panjang (L) = 50 mm
- 6. Kapasitas Mesin
 - Mesin ini mempunyai kapasitas maksimal 300 kg/jam (Hasil Percobaan)
 - Kemampuan Meja Ayakan dan Saringan (Mesin) = 10
 - Kemampuan Meja Ayakan = 10
 - Kemampuan Saringan (Mesin) = 10

DAFTAR PUSTAKA

1. Deutschman, Aaron D. , Walter J Michels, Charles E Wilson. 1975. *Machine Design Theory and Practice*. New York : Macmillan Publishing Co, Inc.
2. Collins,Jack A. 2003. *Mechanical Design of Machine Elements and Machines*. New York : Jon Wiley & sons Inc.
3. Sularso, Suga, Kiyokatsu. 1991. *Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin 10th Edition*. Jakarta : PT. Pradnya Paramita.
4. Hibbeler, R..C., 2001, *Engineering Mechanics : Dynamics* : Upper Saddle River, Prentice-Hall.
5. Sato, G. Takeshi, 2000 : *Menggambar Mesin Menurut Standart ISO*, PT Pradnya Paramita, Jakarta.

LAMPIRAN-LAMPIRAN

LAMPIRAN 1

FAKTOR KONVERSI

TABLE. 1 Conversion Factors

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

FAKTOR KONVERSI (sambungan)

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

FAKTOR KONVERSI (sambungan)

TABLE (Continued) Conversion Factors	
Mass	
1 kg = 2.204 623 lbm	1 lbm = 0.453 592 kg
1 tonne = 1000 kg	1 slug = 14.5939 kg
1 grain = 6.47989×10^{-5} kg	1 ton = 2000 lbm
Moment (torque)	
1 N-m = 0.737 562 lbf-ft	1 lbf-ft = 1.355 818 N-m
Momentum (mV)	
1 kg-m/s = 7.232 94 lbm-ft/s	1 lbm-ft/s = 0.138 256 kg-m/s
= 0.224809 lbf-s	
Power	
1 W = 1 J/s = 1 N-m/s	1 lbf-ft/s = 1.355 818 W
= 0.737 562 lbf-ft/s	= 4.626 24 Btu/h
1 kW = 3412.14 Btu/h	1 Btu/s = 1.055 056 kW
1 hp (metric) = 0.735 499 kW	1 hp (UK) = 0.7457 kW
	= 550 lbf-ft/s
	= 2544.43 Btu/h
1 ton of refrigeration = 3.516 85 kW	1 ton of refrigeration = 12 000 Btu/h
Pressure	
1 Pa = 1 N/m ² = 1 kg/m-s ²	1 lbf/in. ² = 6.894 757 kPa
1 bar = 1.0×10^5 Pa = 100 kPa	
1 atm = 101.325 kPa	1 atm = 14.695 94 lbf/in. ²
= 1.01325 bar	= 29.921 in. Hg [32 F]
= 760 mm Hg [0°C]	= 33.899 5 ft H ₂ O [4°C]
= 10.332 56 m H ₂ O [4°C]	
1 torr = 1 mm Hg [0°C]	1 bar = 0.986 92 bar
1 m n Hg [0°C] = 0.133 322 kPa	1 in. Hg [0°C] = 0.491 15 lbf/in. ²
1 m H ₂ O [4°C] = 9.806 38 kPa	1 in. H ₂ O [4°C] = 0.036 126 lbf/in. ²
Specific energy	
1 kJ/kg = 0.42992 Btu/lbm	1 Btu/lbm = 2.326 kJ/kg
= 334.55 lbf-ft/lbm	1 lbf-ft/lbm = 2.98907×10^{-3} kJ/kg
	= 1.28507×10^{-3} Btu/lbm

FAKTOR KONVERSI 2

TABLE A-1
 Customary units and their SI equivalents

Quantity	Customary units				SI units	
	Metric		British		Unit name	Unit symbol
	Unit symbol	Conversion factor	Unit symbol	Conversion factor		
Acceleration	gal	0.01	ft/s ² in/s ²	0.3048 0.0254	meter per square second	m/s ² m/s ²
Angle					radian	rad
Area	a	100	in ² ft ²	0.0645 × 10 ⁻² 0.0929	square meter	m ²
Density (mass)	kg/dm ³	10 ³	lb/in ³ lb/ft ³	2.768 × 10 ³ 16.019	kilogram per cubic meter	kg/m ³
Density (weight)	kgf/m ³	9.80665	lbf/ft ³	157.08	newton per cubic meter	N/m ³
Dynamic viscosity	cP	10 ⁻³	lbf s/ft ²	47.8803	pascal second	Pa s
Energy	kgf m	9.80665	ft lbf	1.356	joule	J (= N m)
Force	kgf	9.80665	lbf kip	4.448 4.448	newton	N = kg m/s ² kN
Frequency	c/s	1			hertz	Hz (= s ⁻¹)
Impulse	kgf s	9.80665	lbf s	4.448	newton second	N s
Kinematic viscosity	cSt	10 ⁻⁴	in ² /s ft ² /s	6.4516 × 10 ⁻⁴ 9.2903 × 10 ⁻²	square meter per second	m ² /s m ² /s
Length	mm	10 ⁻³	ft in	0.3048 0.0254	meter	m
Mass	kg	1	lb slug ton	0.4536 14.59 907.2	kilogram	kg kg kg
Moment of a force or torque	kgf m	9.80665	lbf ft lbf in	1.3558 0.1130	newton meter	N m
Moment of inertia of a mass	kgf m s ²	9.80665	lbf ft s ²	1.356		N m s ²
of an area	cm ⁴	10 ⁻⁸	in ⁴	0.4162 × 10 ⁻⁶		m ⁴
Power	kgf m/s	9.80665	ft lbf/s hp	1.356 0.7457	watt kilowatt	W = J/s kW
Pressure or stress	kgf/mm ² bar mm Hg	9.8066 × 10 ⁶ 10 ⁵ 1.32 × 10 ²	lbf/ft ² lbf/in ² in Hg	47.88 6.895 × 10 ³ 3386	pascal or newton per square meter	Pa (= N/m ²) Pa
Quantity of heat	cal	4.1868	Btu	1.055 × 10 ³	joule	J
Thermal conductivity	cal/cm s °C kcal/m h °C	4.1868 × 10 ² 1.1630	Btu/ft h °F	1.7307	watt per meter kelvin	W/m K
Time	s	1	s	1	second	s
Velocity	km/h	0.2778	ft/s in/s mph	0.3048 0.0254 0.447	meter per second	m/s m/s m/s

* kg m² is another unit, which is used for mass moment of inertia.

FAKTOR KONVERSI 2 (SAMBUNGAN)

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

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

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

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

TABLE A-3
Units decimally related to SI units

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

LAMPIRAN 2
FAKTOR KONTRAKSI
MASSA JENIS BAHAN

TABLE A.3 Properties of Selected Solids at 25° C

Substance	ρ kg/m ³	C_p kJ/kg-K
Asphalt	2120	0.92
Brick, common	1800	0.84
Carbon, diamond	3350	0.51
Carbon, graphite	2000-2500	0.61
Coal	1200-1500	1.26
Concrete	2200	0.88
Glass, plate	2500	0.80
Glass, wool	300	0.66
Granite	2750	0.89
Ice (0 C)	917	2.04
Paper	700	1.2
Plexiglas	1180	1.44
Polystyrene	920	2.3
Polyvinyl chloride	1380	0.96
Rubber, soft	1100	1.67
Salt, rock	2100-2500	0.92
Sand, dry	1500	0.8
Silicon	2330	0.70
Snow, firm	560	2.1
Wood, hard (oak)	720	1.26
Wood, soft (pine)	510	1.38
Wool	100	1.72
Metals		
Aluminum	2700	0.90
Copper, commercial	8300	0.42
Brass, 60-40	8400	0.38
Gold	19300	0.13
Iron, cast	7272	0.42
Iron, 304 St Steel	7820	0.46
Lead	1340	0.13
Magnesium, 2% Mn	1778	1.00
Nickel, 10% Cr	8666	0.44
Silver, 99.9% Ag	10524	0.24
Sodium	971	1.21
Tin	7304	0.22
Tungsten	19300	0.13
Zinc	7144	0.39

LAMPIRAN 3

PROPERTI BAHAN BAJA KARBON

A-6

Appendices

APPENDIX 3 DESIGN PROPERTIES OF CARBON AND ALLOY STEELS

Material designation (AISI number)	Condition	Tensile strength		Yield strength		Ductility (percent elongation in 2 inches)	Brinell hardness (HB)
		(ksi)	(MPa)	(ksi)	(MPa)		
1020	Hot-rolled	55	379	30	207	25	111
1020	Cold-drawn	61	420	51	352	15	122
1020	Annealed	60	414	43	296	38	121
1040	Hot-rolled	72	496	42	290	18	144
1040	Cold-drawn	80	552	71	490	12	160
1040	OQT 1300	88	607	61	421	33	183
1040	OQT 400	113	779	87	600	19	262
1050	Hot-rolled	90	620	49	338	15	180
1050	Cold-drawn	100	690	84	579	10	200
1050	OQT 1300	96	662	61	421	30	192
1050	OQT 400	143	986	110	758	10	321
1117	Hot-rolled	62	427	34	234	33	124
1117	Cold-drawn	69	476	51	352	20	138
1117	WQT 350	89	614	50	345	22	178
1137	Hot-rolled	88	607	48	331	15	176
1137	Cold-drawn	98	676	82	565	10	196
1137	OQT 1300	87	600	60	414	28	174
1137	OQT 400	157	1083	136	938	5	352
1144	Hot-rolled	94	648	51	352	15	188
1144	Cold-drawn	100	690	90	621	10	200
1144	OQT 1300	96	662	68	469	25	200
1144	OQT 400	127	876	91	627	16	277
1213	Hot-rolled	55	379	33	228	25	110
1213	Cold-drawn	75	517	58	340	10	150
12L13	Hot-rolled	57	393	34	234	22	114
12L13	Cold-drawn	70	483	60	414	10	140
1340	Annealed	102	703	63	434	26	207
1340	OQT 1300	100	690	75	517	25	235
1340	OQT 1000	144	993	132	910	17	363
1340	OQT 700	221	1520	197	1360	10	444
1340	OQT 400	285	1960	234	1610	8	578
3140	Annealed	95	655	67	462	25	187
3140	OQT 1300	115	792	94	648	23	233
3140	OQT 1000	152	1050	133	920	17	311
3140	OQT 700	220	1520	200	1380	13	461
3140	OQT 400	280	1930	248	1710	11	555
4130	Annealed	81	558	52	359	28	156
4130	WQT 1300	98	676	89	614	28	202
4130	WQT 1000	143	986	132	910	16	302
4130	WQT 700	208	1430	180	1240	13	415
4130	WQT 400	234	1610	197	1360	12	461
4140	Annealed	95	655	60	414	26	197
4140	OQT 1300	117	807	100	690	23	235
4140	OQT 1000	168	1160	152	1050	17	341
4140	OQT 700	231	1590	212	1460	13	461
4140	OQT 400	290	2000	251	1730	11	578

Material designation (AISI number)	Condition	Tensile strength		Yield strength		Ductility (percent elongation in 2 inches)	Brinell hardness (HB)
		(ksi)	(MPa)	(ksi)	(MPa)		
4150	Annealed	106	731	55	379	20	197
4150	OQT 1300	127	880	116	800	20	262
4150	OQT 1000	197	1360	181	1250	11	401
4150	OQT 700	247	1700	229	1580	10	495
4150	OQT 400	300	2070	248	1710	10	578
4340	Annealed	108	745	68	469	22	217
4340	OQT 1300	140	965	120	827	23	280
4340	OQT 1000	171	1180	158	1090	16	363
4340	OQT 700	230	1590	206	1420	12	461
4340	OQT 400	283	1950	228	1570	11	555
5140	Annealed	83	572	42	290	29	167
5140	OQT 1300	104	717	83	572	27	207
5140	OQT 1000	145	1000	130	896	18	302
5140	OQT 700	220	1520	200	1380	11	429
5140	OQT 400	276	1900	226	1560	7	534
5150	Annealed	98	676	52	359	22	197
5150	OQT 1300	116	800	102	700	22	241
5150	OQT 1000	160	1100	149	1030	15	321
5150	OQT 700	240	1650	220	1520	10	461
5150	OQT 400	312	2150	250	1720	8	601
5160	Annealed	105	724	40	276	17	197
5160	OQT 1300	115	793	100	690	23	229
5160	OQT 1000	170	1170	151	1040	14	341
5160	OQT 700	263	1810	237	1630	9	514
5160	OQT 400	322	2220	260	1790	4	627
6150	Annealed	96	662	59	407	23	197
6150	OQT 1300	118	814	107	738	21	241
6150	OQT 1000	183	1260	173	1190	12	375
6150	OQT 700	247	1700	223	1540	10	495
6150	OQT 400	315	2170	270	1860	7	601
8650	Annealed	104	717	56	386	22	212
8650	OQT 1300	122	841	113	779	21	255
8650	OQT 1000	176	1210	155	1070	14	363
8650	OQT 700	240	1650	222	1530	12	495
8650	OQT 400	282	1940	250	1720	11	555
8740	Annealed	100	690	60	414	22	201
8740	OQT 1300	119	820	100	690	25	241
8740	OQT 1000	175	1210	167	1150	15	363
8740	OQT 700	228	1570	212	1460	12	461
8740	OQT 400	290	2000	240	1650	10	578
9255	Annealed	113	780	71	490	22	229
9255	Q&T 1300	130	896	102	703	21	262
9255	Q&T 1000	181	1250	160	1100	14	352
9255	Q&T 700	260	1790	240	1650	5	534
9255	Q&T 400	310	2140	287	1980	2	601

Note: Properties common to all carbon and alloy steels:

Poisson's ratio: 0.27

Shear modulus: 11.5×10^6 psi; 80 GPa

Coefficient of thermal expansion: 6.5×10^{-6} in/in-°F

Density: 0.283 lb/in³; 7680 kg/m³

Modulus of elasticity: 30×10^6 psi; 207 GPa

LAMPIRAN 4

PROPERTI BAHAN *CAST IRON*

A-14

Appendices

APPENDIX 8 DESIGN PROPERTIES OF CAST IRON

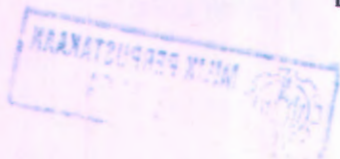
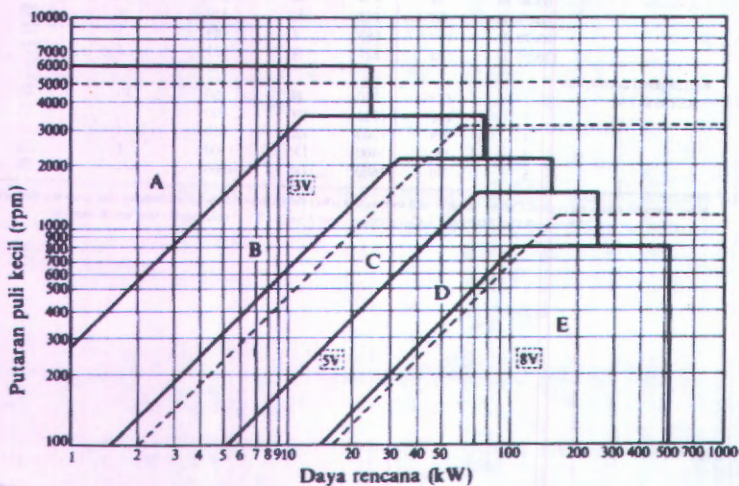
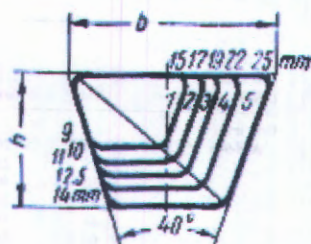
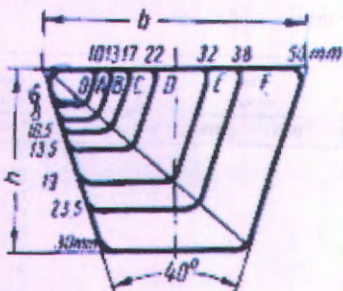
Material designation (ASTM number)	Grade	Tensile strength		Yield strength		Ductility (percent elongation in 2 inches)	Modulus of elasticity	
		(ksi)	(MPa)	(ksi)	(MPa)		(10 ⁴ psi)	(GPa)
Gray iron								
A48-94a	20	20	138			<1	12	83
	25	25	172			<1	13	90
	30	30	207			<1	15	103
	40	40	276			<1	17	117
	50	50	345			<1	19	131
	60	60	414			<1	20	138
Malleable iron								
A47-99	32510	50	345	32	221	10	25	172
	35018	53	365	35	241	18	25	172
A220-99	40010	60	414	40	276	10	26	179
	45006	65	448	45	310	6	26	179
	50005	70	483	50	345	5	26	179
	70003	85	586	70	483	3	26	179
	90001	105	724	90	621	1	26	179
Ductile iron								
A536-84	60-40-18	60	414	40	276	18	22	152
	80-55-06	80	552	55	379	6	22	152
	100-70-03	100	689	70	483	3	22	152
	120-90-02	120	827	90	621	2	22	152
Austempered ductile iron								
ASTM 897-90	1	125	850	80	550	10	22	152
	2	150	1050	100	700	7	22	152
	3	175	1200	125	850	4	22	152
	4	200	1400	155	1100	1	22	152
	5	230	1600	185	1300	<1	22	152

Notes: Strength values are typical. Casting variables and section size affect final values. Modulus of elasticity may also vary. Density of cast irons ranges from 0.25 to 0.27 lb/in³ (6920 to 7480 kg/m³). Compressive strength ranges 3 to 5 times higher than tensile strength.



LAMPIRAN 5

PEMILIHAN TIPE V BELT



LAMPIRAN 6
PANJANG V BELT STANDAR

Tabel 5.3 (b) Panjang sabuk-V standar.

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

LAMPIRAN 7

DIMENSI V BELT

3-10. Dimensi V-belt.

Type of belt	Cross-sectional			Design length of belt (by neutral layer), mm
	D mm	h mm	F cm ²	
O	10	6	0,47	400; 450; 560; 630; 710; 800; 900 1000; 1120; 1250; 1400; 1600 1800; 2000; 2240; 2500
A	13	8	0,81	560; 630; 710; 800; 900; 1000; 1120 1250; 1400; 1600; 1800; 2000 2240; 2500; 2800; 3150; 3550; 4000
B	17	10,5	1,38	800; 900; 1000; 1120; 1250; 1400 1600; 1800; 2000; 2240; 2500 2800; 3150; 3550; 4000; 4500 5000; 5600; 6300
C	22	13,5	2,3	1800; 2000; 2240; 2500; 2800 3150; 3550; 4000; 4500; 5000 5600; 6300; 7100; 8000; 9000; 10.000
D	32	19	4,75	3150; 3550; 4000; 4500; 5000 5600; 6300; 7100; 8000; 9000 10.000; 11.000; 12.500; 14.000
E	38	23,5	6,95	4500; 5000; 5600; 6300; 7100 8000; 9000; 10.000; 11.200; 12.500 14.000; 16.000; 18.000
F	50	30	11,7	6300; 7100; 8000; 9000; 10.000 11.200; 12.500; 14.000; 16.000; 18.000

LAMPIRAN 8

TIPE DAN DIMENSI V BELT

Tabel 3-5. Tipe dan dimensi dari V-Belt

Cross-sections of V-belts	sizes in Fig. 121										sizes in Fig. 122					
	O	A	B	C	D	E	F	1	2	3	4	5	6			
Cross-section area F in cm^2	0.5	0.8	1.4	2.3	4.8	7.0	11.7	1.1	1.2	1.6	2.2	2.7				
In conformity with the standard, design or inner * length of belt in mm	500*	500*	630*	1,800	3,150	4,500	6,300	560*	560*	900*	950*	950*				
	2,500	4,000	6,300	9,000	11,000	14,000	14,000	1,120*	1,400*	1,400*	1,400*	1,400*				
Difference between design and inner length of belt in mm	25	33	40	55	76	95	120	38	42	46	52	59				
Minimum allowable design diameters of pulleys in mm	63	90	125	200	315	500	800	80	90	105	125	140				
Constants in formula (191)	a	23	25	28	30	32	32	32								
	w	100	120	180	215	280	350	440								
Maximum recommended velocity v_{max} in m/sec	25	25	25	25	30	30	30	30	30	30	30	30				
Design width of belt a_d in mm	8.5	11	14	19	27	32	42									
	e	10	12.5	16	21	28.5	34	43								
	c	2.5	3.5	5	6	8.5	10	12.5								
	f	12	16	20	26	37.5	44.5	58								
	s	8	10	12.5	17	24	29	38								
φ^o						34-40	36-40	38-40								

Rated sizes of pulley grooves (Fig. 125)*

Note. The angle of groove (φ) is selected depending on the pulley diameter; a lesser angle corresponds to a lesser diameter.

LAMPIRAN 9

BAHAN POROS

Identification Number or Specification	Modulus of Elast in Tension, psi	Tensile Strength, ksi	Yield Strength, ksi	Elongation in 2 in., %	Hardness HRC	Tensile Impact, ft-lb	Modulus of Elast, in Compression, psi	Compressive Strength, ksi	Shear Strength, ksi	Impact Strength, (Charpy), ft-lb
Gray Cast Irons										
ASTM, Class 20	12 x 10 ⁶	20	—	—	160	10	—	95	32	55
ASTM, Class 25	13 x 10 ⁶	25	—	—	165	12.5	—	100	37	55
ASTM, Class 30	15 x 10 ⁶	30	—	—	195	14.5	—	115	44	60
ASTM, Class 40	17 x 10 ⁶	40	—	—	220	19	—	143	57	70
ASTM, Class 50	19 x 10 ⁶	50	—	—	238	22	—	150	65	80
ASTM, Class 60	20 x 10 ⁶	60	—	—	260	24	—	170	72	115
Malleable Cast Irons										
32510 (ASTM A47)	25 x 10 ⁶	50	22.5	10	133	28	25 x 10 ⁶	208	47	16.5
35018 (ASTM A47)	25 x 10 ⁶	53	35	16	133	31	25 x 10 ⁶	220	51	16.5
45010 (ASTM A220)	26 x 10 ⁶	65	45	10	185	32	23.2 x 10 ⁶	242	49	14
50007 (ASTM A220)	26.5 x 10 ⁶	75	50	7	204	37	23.2 x 10 ⁶	242	75	14
60001 (ASTM A220)	27 x 10 ⁶	80	60	3	226	39	23.2 x 10 ⁶	242	80	14
80002 (ASTM A220)	27 x 10 ⁶	100	80	2	255	40	23.2 x 10 ⁶	242	100	14
Nodular or Ductile Cast Irons										
60-40-15 (ASTM or 60-45-12 (A536)	23.5 x 10 ⁶	70	52.5	10-25	178	35	—	140	—	—
80-55-06 (")	23.5 x 10 ⁶	100	67.5	3-10	217	50	—	200	—	—
100-70-03* (")	23.5 x 10 ⁶	110	72.5	6-10	257	55	—	220	—	—
120-90-02* (")	23.5 x 10 ⁶	135	108	2-7	283	63	—	270	—	—
Heat Resistant	18.5 x 10 ⁶	73	40	7-40	170	37	—	146	—	—

SOURCE: Compiled from 1977 Materials Selector, Reinhold Publishing Co., New York; Tool Engineers' Handbook, 2nd ed., McGraw-Hill Book Co., New York, and ADNI Abstract of Material Properties, McGraw-Hill Book Co., New York.

* Observed by heat treatment involving quenching and tempering.

† Based PG total of system.

‡ Heat-treated and tempered.

§ Quenched and tempered.

¶ Assumed.

‡ Heat-treated.

§ Heat-treated.

¶ Continuous casting.

‡ Heat and compressive treatment.

§ 3000F, 2-hour quenching.

LAMPIRAN 10

FAKTOR X DAN Y BANTALAN BOLA DAN ROLL

Factor X and Y for ball and roller bearings

Contact Angle α , deg	$\frac{D_p}{C}$	Single-Row Bearings ¹		Double-Row Bearings ²				E
		$\frac{D_p}{C} \leq 1$		$\frac{D_p}{C} > 1$		$\frac{D_p}{C} > 1$		
		X	Y	X	Y	X	Y	
Radial-Contact groove ball bearings ³								
								$F_{1,2} \text{ mm}^2$
	0.014	2.30				2.30	0.14	25
	0.028	1.98				1.98	0.22	30
	0.056	1.71				1.71	0.25	100
	0.084	1.55				1.55	0.24	150
	0.11	1.45	1.0	0	0.50	1.45	0.30	200
	0.17	1.35				1.31	0.42	300
	0.28	1.35				1.15	0.38	400
	0.42	1.04				1.04	0.42	750
	0.56	1.00				1.00	0.44	1000
Angular-Contact groove ball bearings ⁴								
								$F_{1,2} \text{ mm}^2$
	0.014	Use X, Y, and e values applicable to single-row angular contact bearings		1.70		1.70	0.23	25
	0.028			1.40		1.25	0.26	30
	0.056			1.07		1.00	0.30	100
	0.085			1.07		1.07	0.34	150
	0.11		1.0	1.75	0.78	1.26	0.36	200
	0.17			1.04		1.13	0.40	300
	0.28			1.39		1.07	0.45	500
	0.42			1.24		1.09	0.50	750
	0.56			1.21		1.05	0.52	1000
	0.014	1.88		1.18		1.06	0.29	25
	0.028	1.71		1.08		1.00	0.32	30
	0.057	1.52		1.06		1.07	0.34	100
	0.086	1.41		1.03		1.09	0.34	150
	0.11	1.34	1.0	1.35	0.75	1.18	0.40	200
	0.17	1.23		1.42		1.00	0.44	300
	0.29	1.10		1.77		1.09	0.48	500
	0.43	1.01		1.17		1.04	0.54	750
	0.57	1.00		1.16		1.03	0.54	1000
	0.015	1.47		1.03		1.09	0.28	25
	0.029	1.40		1.17		1.23	0.40	30
	0.058	1.30		1.40		1.11	0.43	100
	0.087	1.23		1.58		1.00	0.46	150
	0.12	1.18	1.0	1.54	0.72	1.03	0.47	200
	0.17	1.12		1.28		1.07	0.50	300
	0.29	1.02		1.14		1.09	0.55	500
	0.44	1.00		1.12		1.03	0.54	750
	0.58	1.00		1.12		1.03	0.56	1000
30	0.43	1.00	1.0	1.09	0.70	1.03	0.57	
33	0.41	0.97		1.00	0.92	0.87	0.61	
30	0.39	0.96		1.00	0.91	0.83	0.60	
35	0.37	0.88		1.00	0.88	0.80	0.67	
40	0.35	0.87		1.00	0.85	0.77	0.69	
Self-aligning ball bearings								
		0.40	0.40	1.0	0.42	0.65	0.65	1.5 mm
Roller bearings, self-aligning, tapered ⁵								
$\alpha = 90^\circ$		0.4	0.4	1.0	0.45	0.67	0.67	1.5 mm

SOURCE: Frank R. Wood, Inc., *Tall Bearings Handbook*, 3rd ed., McGraw-Hill Book Co., New York, 1968.

NOTE: Values of X, Y, and e for a ball or roller bearing series that does not appear in these specifications.

¹ C_p is the rated load factor, C_p is the number of hours of life per unit of rated static load.

² For angular bearings, $\frac{D_p}{C} \leq 1$ and $E = 1$ and $F = 0$.

³ When calculating the equivalent load for a ball bearing of one or two angular contact ball bearings in a bearing housing.

⁴ "Face to face" or "back to back," the pair is considered as one double-row angular contact ball bearing.

⁵ When calculating the equivalent load for a tapered roller bearing of one or two tapered roller bearings in a bearing housing.

⁶ "Face to face" or "back to back," the pair is considered as one double-row tapered roller bearing.

⁷ Double-row bearings are considered as two bearings.

⁸ Applicable maximum value of $F_{1,2}$ depends on the bearing design.

⁹ $F_{1,2}$ is in mm^2 and E is 1.

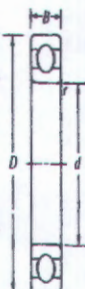
LAMPIRAN 11

FAKTOR BEBAN DINAMIS (C) BEARING

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

A. Series 6200

Bearing number	Nominal bearing dimensions								Preferred shoulder diameter		Bearing weight	Basic static load rating, C	Basic dynamic load rating, C'
	d		D		B		r ^s	Shaft	Housing				
	mm	in	mm	in	mm	in		in	in				
6200	10	0.3937	30	1.1811	9	0.3543	0.024	0.500	0.984	0.07	520	385	
6201	12	0.4724	32	1.2598	10	0.3937	0.024	0.575	1.063	0.08	675	1180	
6202	15	0.5906	35	1.3780	11	0.4331	0.024	0.703	1.181	0.10	790	1320	
6203	17	0.6693	40	1.5748	12	0.4724	0.024	0.787	1.380	0.14	1010	1660	
6204	20	0.7874	47	1.8504	14	0.5512	0.039	0.969	1.614	0.23	1400	2210	
6205	25	0.9843	52	2.0472	15	0.5906	0.039	1.172	1.811	0.29	1610	2430	
6206	30	1.1811	62	2.4409	16	0.6299	0.039	1.406	2.205	0.44	2320	3350	
6207	35	1.3780	72	2.8346	17	0.6693	0.039	1.614	2.559	0.64	3150	4450	
6208	40	1.5748	80	3.1496	18	0.7087	0.039	1.811	2.874	0.82	3650	5050	
6209	45	1.7717	85	3.3465	19	0.7480	0.039	2.008	3.071	0.89	4150	5650	
6210	50	1.9685	90	3.5433	20	0.7874	0.039	2.205	3.268	1.02	4650	6050	
6211	55	2.1654	100	3.9370	21	0.8268	0.059	2.441	3.602	1.36	5850	7500	
6212	60	2.3622	110	4.3307	22	0.8661	0.059	2.717	3.996	1.75	7250	9050	
6213	65	2.5591	120	4.7244	23	0.9055	0.059	2.913	4.390	2.18	8000	9900	
6214	70	2.7559	125	4.9213	24	0.9449	0.059	3.110	4.587	2.31	8800	10900	
6215	75	2.9528	130	5.1181	25	0.9843	0.059	3.307	4.783	2.64	9700	11400	
6216	80	3.1496	140	5.5118	26	1.0236	0.079	3.504	5.118	3.09	10500	12600	
6217	85	3.3465	150	5.9055	28	1.1024	0.079	3.740	5.512	3.97	12300	15600	
6218	90	3.5433	160	6.2992	30	1.1811	0.079	3.937	5.906	4.74	14200	16600	
6219	95	3.7402	170	6.6929	32	1.2598	0.079	4.213	6.220	5.73	16300	18800	
6220	100	3.9370	180	7.0866	34	1.3386	0.079	4.409	6.614	6.94	18600	21100	
6221	105	4.1339	190	7.4803	36	1.4173	0.079	4.606	7.008	8.15	20900	23000	
6222	110	4.3307	200	7.8740	38	1.4961	0.079	4.803	7.402	9.59	23400	25900	
6224	120	4.7244	215	8.4646	40	1.5748	0.079	5.197	7.992	11.4	26200	26900	



LAMPIRAN 12

BALL BEARING SERVICE FACTOR (Fs)

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 _____	3.0	2.0
Extreme and indeterminate shock load _____	3.0	2.0

Tabel ball bearing service factor (Fs)

LAMPIRAN 13

DIMENSI PASAK

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

Shaft Diameter (inclusive)	Square Type		Flat Type		Tolerance		Stock Length, L		
	Maximum Width, W	Height at Large End, H ¹	Maximum Width, W	Height at Large End, H ²	On Width	On Height	Mini- mum	Max- imum	Advanc- ing by Incre- ments of
1/2 - 9/16	1/8	1/8	1/8	3/32	-0.0020	+0.0020	1/2	2 ⁰	1/4
5/8 - 7/8	3/16	3/16	3/16	1/8	-0.0020	+0.0020	3/4	3	3/8
15/16 - 1 1/4	1/4	1/4	1/4	3/16	-0.0020	+0.0020	1	4	1/2
1 5/16 - 1 3/8	5/16	5/16	5/16	1/4	-0.0020	+0.0020	1 1/4	5 1/4	5/8 ¹
1 7/16 - 1 3/4	3/8	3/8	3/8	1/4	-0.0020	+0.0020	1 1/2	6	3/4
1 13/16 - 2 1/4	1/2	1/2	1/2	3/8	-0.0025	+0.0025	2	8	1
2 5/16 - 2 3/4	5/8	5/8	5/8	7/16	-0.0025	+0.0025	2 1/2	10	1 1/4
2 7/8 - 3 1/4	3/4	3/4	3/4	1/2	-0.0025	+0.0025	3	12	1 1/2
3 3/8 - 3 3/4	7/8	7/8	7/8	5/8	-0.0030	+0.0030	3 1/2	14	1 3/4
3 7/8 - 4 1/2	1	1	1	3/4	-0.0030	+0.0030	4	16	2
4 3/4 - 5 1/2	1 1/4	1 1/4	1 1/4	7/8	-0.0030	+0.0030	5	20	2 1/2
5 3/4 - 6	1 1/2	1 1/2	1 1/2	1	-0.0030	+0.0030	6	24	3

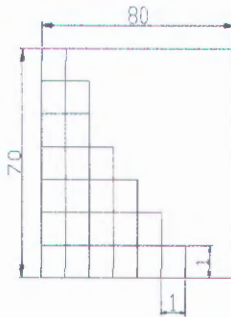
SQUARE ASME ANSI Standard B7.1-1947.

¹This height of the key is measured at the distance W, equal to the width of the key, from the large end.²1/2 in. length instead of 1 1/8 in.

LAMPIRAN 14

KAPASITAS MESIN

1. Secara Perhitungan



Diketahui:

Jumlah Lubang

$$70 \times 80 = 5400 \text{ Lubang}$$

Luas Lubang

$$0,9 \text{ cm} \times 0,9 \text{ cm} = 0,81 \text{ cm}^2$$

Ketebalan Partikel

$$= 0,5 \text{ cm}$$

Kapasitas Pada 1 kali siklus kerja mesin.

$$V = 2 \times \text{Jumlah Lubang} \times \text{Luas Lubang} \times \text{Ketebalan Partikel}$$

$$V = 2 \times 5400 \times 0,81 \text{ cm}^2 \times 0,5 \text{ cm}$$

$$V = 4536 \text{ cm}^3 / 1 \text{ kali siklus kerja mesin}$$

$$V = 0,4536 \text{ m}^3 / 1 \text{ kali siklus kerja mesin}$$

Diketahui : Massa Jenis Kompos (ρ) = $2,42 \text{ kg/m}^3$

Waktu yang dibutuhkan untuk melakukan 1 kali siklus kerja mesin = 4 sekon

Jumlah siklus kerja mesin dalam 1 jam

$$\frac{60s}{4s} \times 60 = 900 \text{ siklus kerja/jam}$$

Kapasitas Mesin dalam 1 jam

$$K = \rho \times V \times \text{Jumlah siklus/jam}$$

$$K = 2,42 \text{ kg/m}^3 \times 0,4536 \text{ m}^3 \times 900 \text{ siklus kerja/jam}$$

$$= 487,94 \text{ kg/jam}$$

2. Secara Empirik/Percobaan

Dalam percobaan digunakan sampel Kompos Organik dengan berat 5 kg dimasukkan ke saringan, ditunggu sampai kompos halus dan kasar turun semua (Memisah), ternyata membutuhkan waktu rata-rata sekitar 1 menit.

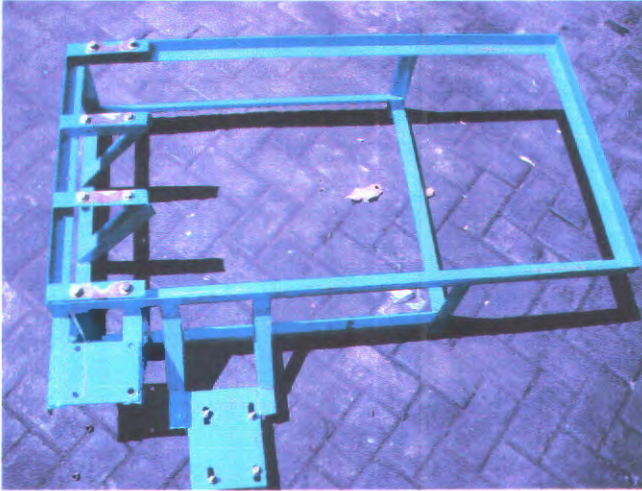
Maka didapat ;

5 kg kompos habis dalam waktu 1 menit.

Sehingga dapat diketahui kapasitas mesin/jam

$$K = 5 \text{ kg} \times 60 \text{ menit}$$

$$= 300 \text{ kg/jam}$$

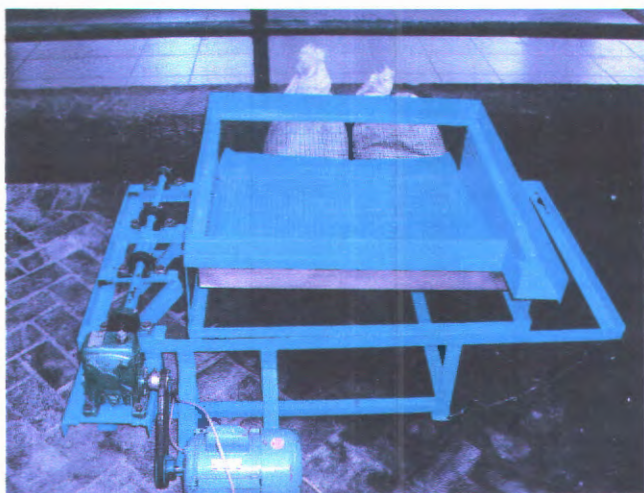


Gb. L.5. Rangka Mesin

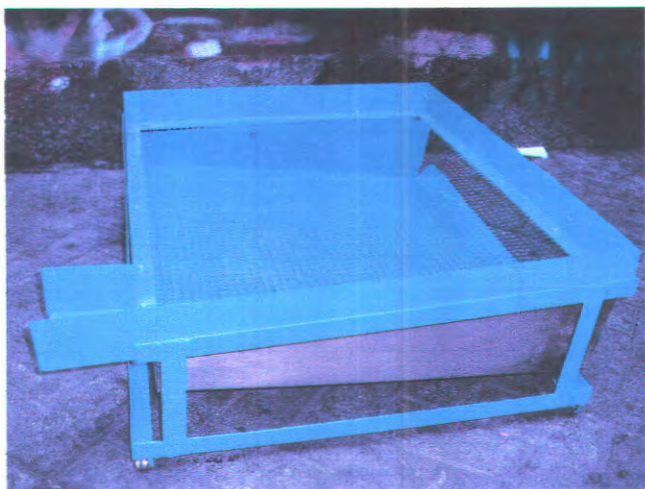


Gb. L.6. Kompos Organik

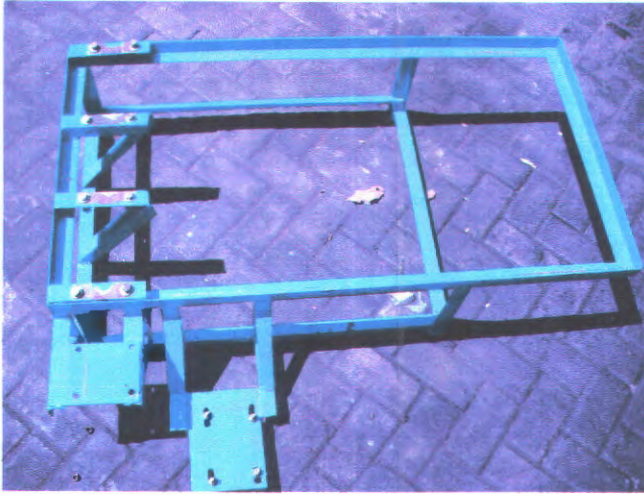
Gambar Mesin Pemisah Ukuran Kompos



Gb. L.3. Mesin Pemisah Ukuran Kompos



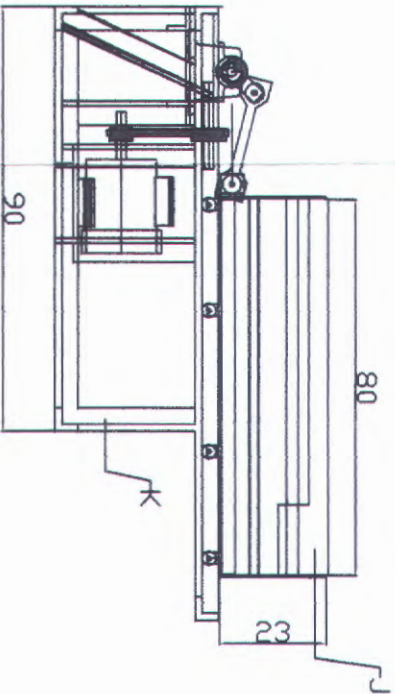
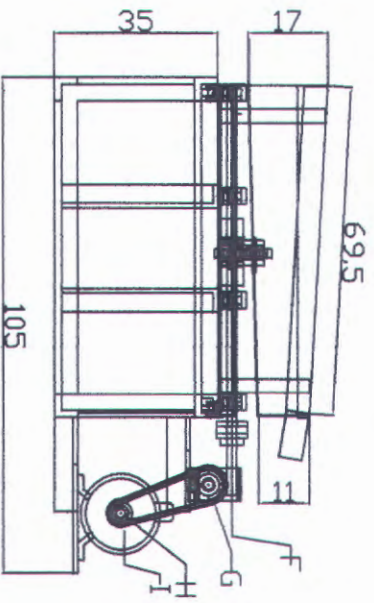
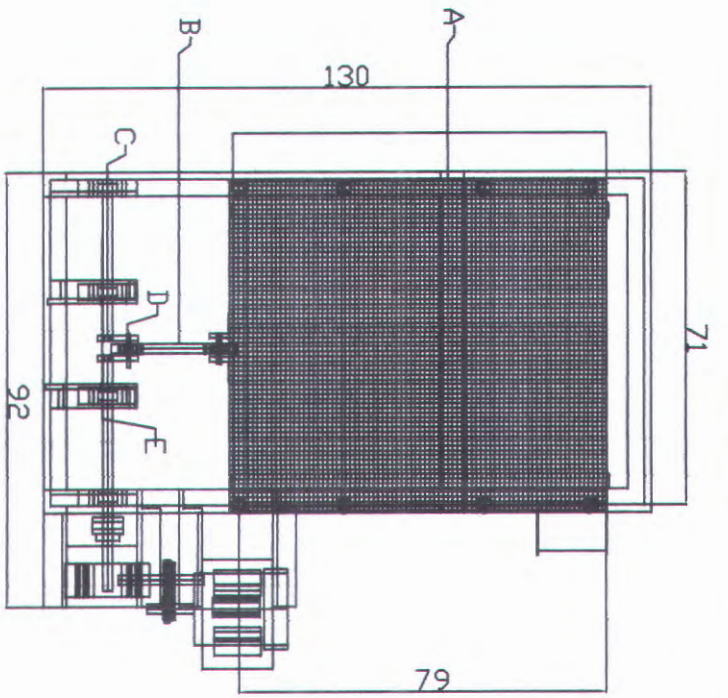
Gb. L.4. Meja Ayakan



Gb. L.5. Rangka Mesin



Gb. L.6. Kompos Organik



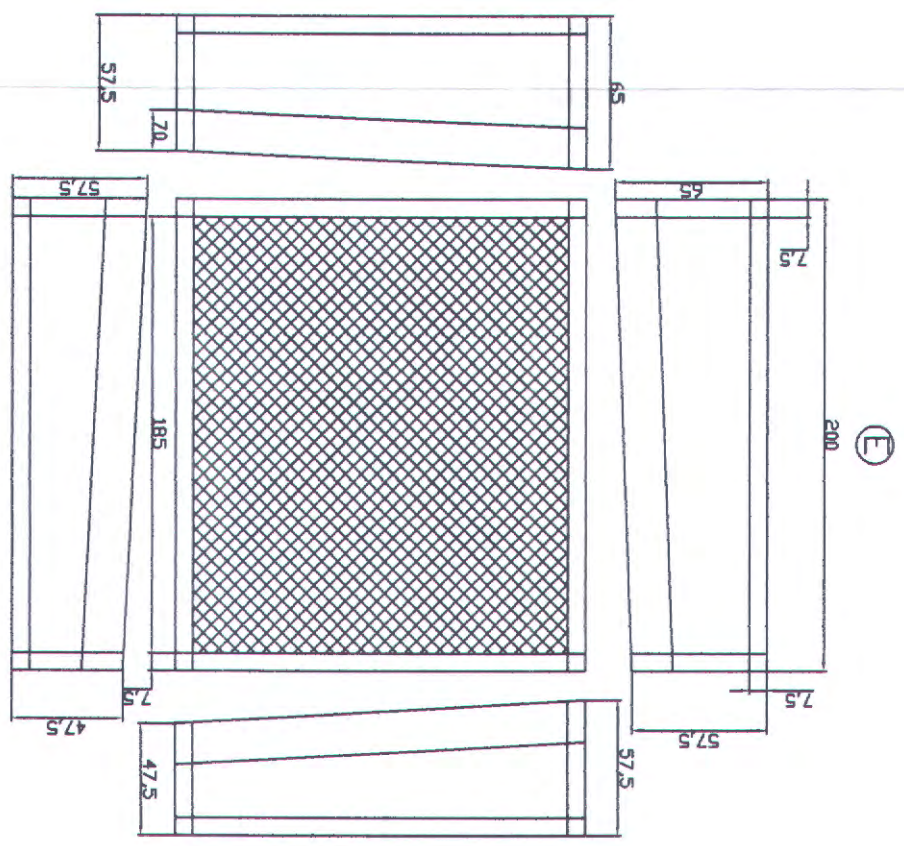
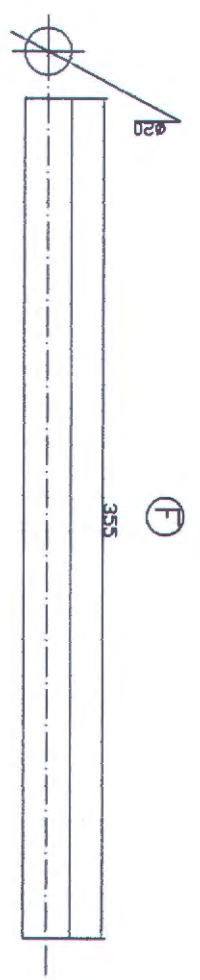
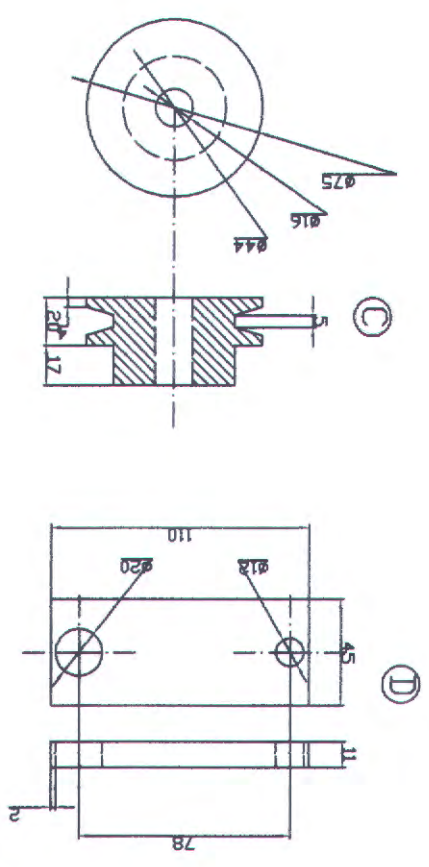
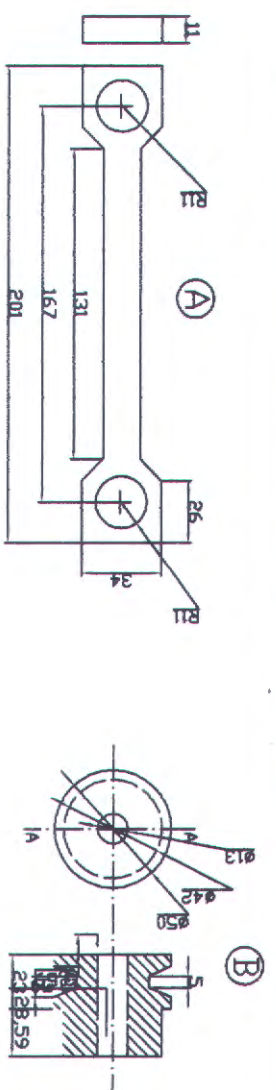
Nama Bagian	Keterangan
A	Saringan/Mesh
B	Connecting Rod
C	Bantalan/Bearing
D	Lengan Eksentris
E	Poros
F	Gear Box
G	Driven Pulley
H	Drive Pulley
I	Motor
J	Meja Ayakan
K	Rangka



SKALA : 1 : 1
 SATUAN : mm
 TANGGAL : 04-08-2009

DIGAMBAR : ARJUNANTA K.P
 NRP : 2106 030 040
 DILIHAT : Ir. NUR HUSYDQ, MSc

PERINGATAN :



Nama Bagian	Keterangan
A	Connecting Rod
B	Drive Pulley
C	Driven Pulley
D	Lengan Eksentris
E	Meja Ayakan
F	Poros

LAB. GAMBAR PT MESIN ETI-TIS		GAMBAR BAGIAN MESIN PEMISAH UKURAN KOMPOS	
SKALA : 1 : 1	DIGAMBAR : ARJUNANTA K.P	PERINGATAN :	
SATUAN : mm	NRP : 2106 030 040		
TANGGAL : 04-08-2009	DILIHAT : Ir. NUR HUSYDDI, MSc		
		TA	A4

BIODATA PENULIS



Penulis dilahirkan di Rembang pada tanggal 1 juni 1987 dengan nama Arjunanta Kusuma Pradana. Penulis merupakan anak pertama dari dua bersaudara. Pendidikan formal yang telah ditempuhnya yaitu di SDN Wonokerto III Sale Rembang, SLTP N 1 Jatirogo Tuban, SMU N 1 Tuban dan kemudian melanjutkan studinya di Program Studi D3 Teknik Mesin FTI - ITS Surabaya, dengan mengambil bidang studi Teknik Produksi.

Penulis juga aktif diberbagai kegiatan dalam kampus dan di luar kampus. Pada saat kuliah ia diberi kepercayaan menjabat sebagai Kepala Divisi Humas Luar Himpunan Mahasiswa D3 Teknik Mesin FTI - ITS, selain itu banyak pula pelatihan dan event - event yang diikutinya selama menjadi mahasiswa di lingkungan ITS.