



TUGAS AKHIR - TM 090340

**RANCANG BANGUN MESIN HAMMER MILL
SEBAGAI PENCACAH LIMBAH ROTI DENGAN
KAPASITAS 1,5 TON/JAM**

**ANDRI NUSANTARA PUTRA
NRP. 2111 030 040**

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

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



FINAL PROJECT – TM 090340

**HAMMER MILL MACHINE DESIGN AS A
WASTE ENUMERATOR BREAD WITH
CAPACITY 1.5 TON / HOUR**

ANDRI NUSANTARA PUTRA
NRP. 2111 030 040

Advisor
Dr. Ir. Bambang Sampurno, MT

PROGRAM STUDY DIPLOMA III
MECHANICAL ENGINEERING OF DEPARTMENT
Fakulty Of Industrial Technology
Institute Of Technology Sepuluh Nopember
Surabaya 2014

RANCANG BANGUN MESIN HAMMER MILL SEBAGAI PENCACAH LIMBAH ROTI DENGAN KAPASITAS 1,5 TON/JAM

TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Ahli Madya Teknik Mesin
Pada

Bidang Studi Konversi Energi
Program Studi Diploma III Jurusan Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya

Oleh :

ANDRI NUSANTARA PUTRA

NRP. 2111 030 040

Disetujui oleh Dosen Pembimbing Tugas Akhir :

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



SURABAYA

Juli 2014

RANCANG BANGUN MESIN HAMMER MILL SEBAGAI PENCACAH LIMBAH ROTI DENGAN KAPASITAS 1,5 TON/JAM

Nama Mahasiswa : Andri Nusantara Putra
NRP : 2111030040
Jurusan : D3 Teknik Mesin FTI-ITS
Dosen Pembimbing : Dr. Ir. Bambang Sampurno, MT

ABSTRAK

Pada tugas akhir ini dibahas mengenai perencanaan dan pembuatan mesin hammer mill sebagai pencacah limbah roti. Mesin hammer mill ini mengolah bahan baku limbah sisa dari pembuatan roti pada pabrik UBM dan IBM yang terletak di Sidoarjo. Mesin ini terdiri dari alat pencacah (pisau), hopper, copper, sistem transmisi dan motor penggerak (deasel).

Hasil perancangan didapat dengan menggunakan 40 buah pisau pencacah, diameter poros penggerak yang di gunakan 40 mm, menggunakan bantalan UCP208-24 yang memiliki umur bantalan 49103 jam kerja dan dengan menggunakan motor penggerak berdaya 8 HP/2600 rpm.

Kemudian di pilih komponen yang sesuai dengan perencanaan dan mudah di peroleh di pasaran. Selanjutnya dilakukan proses manufaktur agar di peroleh mesin hammer mill yang bekerja secara optimal. Setelah melewati proses manufaktur maka dilakukan uji coba dengan memberikan bahan baku limbah roti seberat 20 kg dan hasil yang di dapat 19,6 kg. oleh karena itu mesin hamer mill ini dapat dikatakan menjadi mesin yang optimal dengan kapasitas aktual 1,2 ton/ jam.

Kata Kunci : HammerMill; Pencacah

HAMMER MILL MACHINE DESIGN AS A WASTE ENUMERATOR BREAD WITH CAPACITY 1.5 TON / HOUR

Name : Andri Nusantara Putra
NRP : 2111030040
Departement : D3 Teknik Mesin FTI-ITS
Supervisor : Dr. Ir. Bambang Sampurno, MT

ABSTRAK

In this thesis discussed the planning and manufacturing of machine hammer mill as waste bread counter. This hammer mill machine to process the waste material left over from making bread at UBM and IBM factories located in Sidoarjo. This machine consists of a counter tool (knife), hopper, copper, transmission system and drive motor (deasel).

Designing Results obtained by using 40 pieces of chopper blades, diameter shaft that is in use 40 mm, use bearing type UCP208-24 which have 48103 hour toughness and the motor drive power using 8 HP/ 2600 rpm.

Components are then selected according to the plan and easily obtained in the market. Furthermore, the manufacturing process is carried out in order to get hammer mill machine working optimally. Than do the testing with give the raw materials of bread weighing waste 20 kg and the results obtained 19,6 kg. Therefore hamer mill machine can be said to be the optimal machine actual capacity of 1.2 tons / hour.

Keywords: HammerMill, Enumerator

KATA PENGANTAR

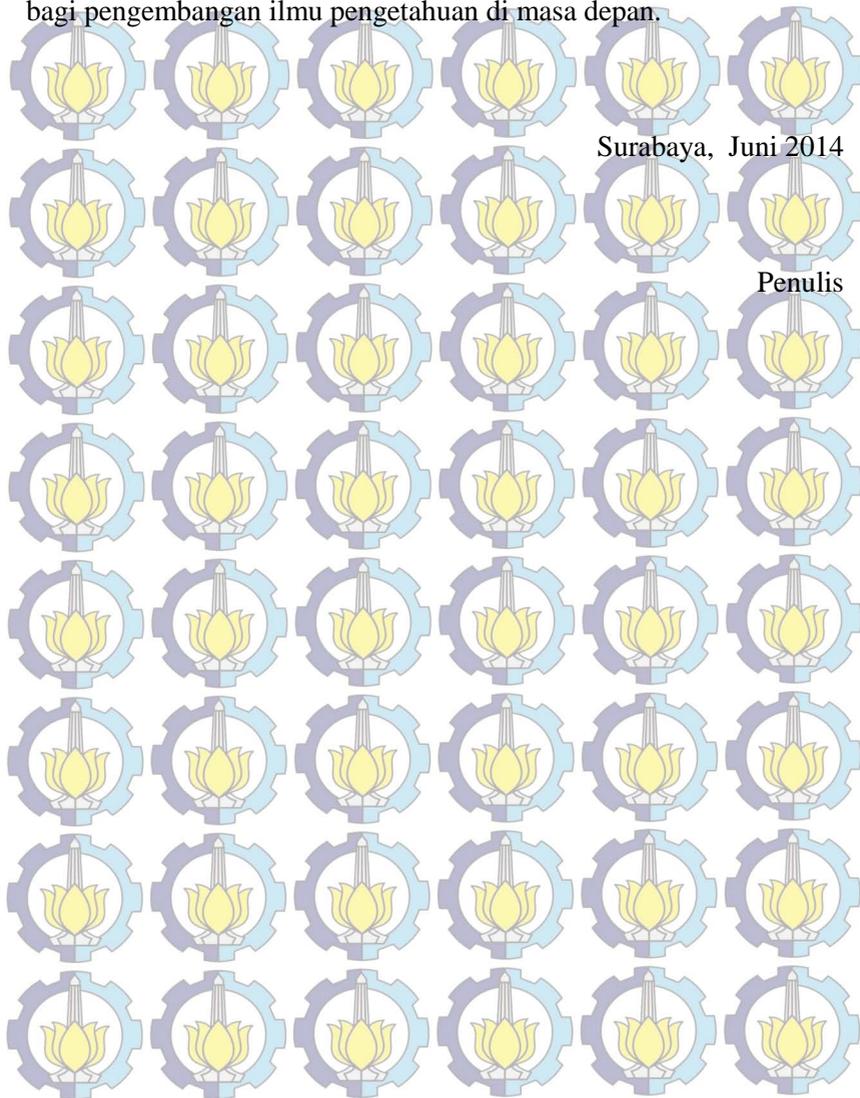
Segala puji syukur penulis panjatkan kepada Allah SWT yang telah memberikan segala rahmat dan hidayah-Nya sehingga penulis dengan segala keterbatasannya dapat menyelesaikan tugas akhir ini dengan baik. Dalam terselesaikannya tugas akhir ini, penulis ingin menyampaikan terima kasih kepada semua pihak yang telah membantu secara moral maupun materi, yakni:

1. **Dr. Ir. Bambang Sampurno, MT** selaku dosen pembimbing tugas akhir yang telah banyak memberikan bimbingan dan ilmu terkait dengan tugas akhir.
2. **Bapak Ir. Suhariyanto, MT** selaku Ketua Program Studi Diploma III Jurusan Teknik Mesin FTI-ITS.
3. **Ayah dan Ibu** yang selalu memberikan do'a dan motivasinya. Tanpa do'a dan motivasi penulis tidak bisa menyelesaikan tugas akhir dengan baik.
4. **Kisah Erlangga dan Bapak Yudi** atas kerja samanya dalam mengerjakan dan menjadi partner yang baik dalam menyelesaikan tugas akhir ini.
5. **Kisah Erlangga, Urandy Triaryosi, Simeon Debrian Tama, Dili Kurniawan, Azmi, dan Wahyu Indrawan** yang memberikan motivasi satu sama lain selama pembimbingan tugas akhir.
6. **Seluruh teman-teman angkatan 2011** yang selalu membantu dan memberikan semangat kepada penulis. Terimakasih atas segala kritik dan saran serta motivasi yang telah kalian berikan.
7. **Seluruh Dosen dan Karyawan** yang telah banyak membimbing penulis dalam menggali ilmu di D3 Teknik Mesin ITS.
8. Semua pihak yang belum disebutkan di atas yang telah memberikan do'a, bantuan, dan dukungannya bagi penulis hingga tugas akhir ini dapat terselesaikan dengan baik dan tepat waktu.

Penulis mengharapkan kritik dan saran demi kesempurnaan tugas akhir ini. Semoga tugas akhir ini dapat memberikan manfaat bagi pengembangan ilmu pengetahuan di masa depan.

Surabaya, Juni 2014

Penulis



DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL	i
LEMBAR PENGESAHAN	iii
ABSTRAK	iv
KATA PENGANTAR	vi
DAFTAR ISI	viii
DAFTAR GAMBAR	x
DAFTAR TABEL	xiii
BAB I	
PENDAHULUAN	1
1.1 Latar Belakang	1
1.2 Perumusan Masalah	2
1.3 Tujuan	2
1.4 Batasan Masalah	3
1.5 Manfaat Penulisan	3
1.6 Sistematika Penulisan	3
BAB II	
TINJAUAN PUSTAKA	5
2.1. Limbah Roti	5
2.2. Penelitian Terdahulu	6
2.3. Teori yang Berkaitan Dengan HammerMill	8
2.3.1. Kapasitas Mesin	8
2.3.2. Menentukan Besaran Gaya Potong	9
2.3.3. Menentukan Torsi	10
2.3.4. Sistem Transmisi	10
2.3.5. Daya yang Dibutuhkan Mesin HammerMill.....	10
2.4. Perencanaan poros	10
2.4.1. Menghitung Diameter Poros.....	12
2.5. Bantalan	13
2.5.1. Beban Equivalen	15
2.5.2. Prediksi Umur Bantalan.....	17
2.6. Roda Gila (<i>FlyWheel</i>)	17

BAB III

METODOLOGI	19
3.1. Diagram Alir	19
3.2. Metodologi Pengerjaan Tugas Akhir	20

BAB IV

PERHITUNGAN DAN PEMBAHASAN	25
4.1. Perhitungan Putaran Mesin	25
4.2. Besaran Gaya Potong	26
4.3. Torsi Yang Dibutuhkan Untuk Memotong	27
4.4. Perhitungan Daya Untuk Momen Inersia	28
4.5. Menghitung Momen dan Gaya Pada Poros	34
4.6. Menghitung Diameter Poros	39
4.7. Tegangan Maksimum	40
4.8. Perhitungan Bantalan	41
4.8.1. Perhitungan Beban Equivalen	41
4.8.2. Umur Bearing	42
4.9. Bentuk Desain Mesin Hammer Mill	43
4.10. Hasil Percobaan	52
4.11. Spesifikasi Mesin dan Petunjuk Operasional	53

BAB V

PENUTUP	
5.1. Kesimpulan	57
5.2. Saran	57

DAFTAR PUSTAKA

LAMPIRAN

DAFTAR GAMBAR

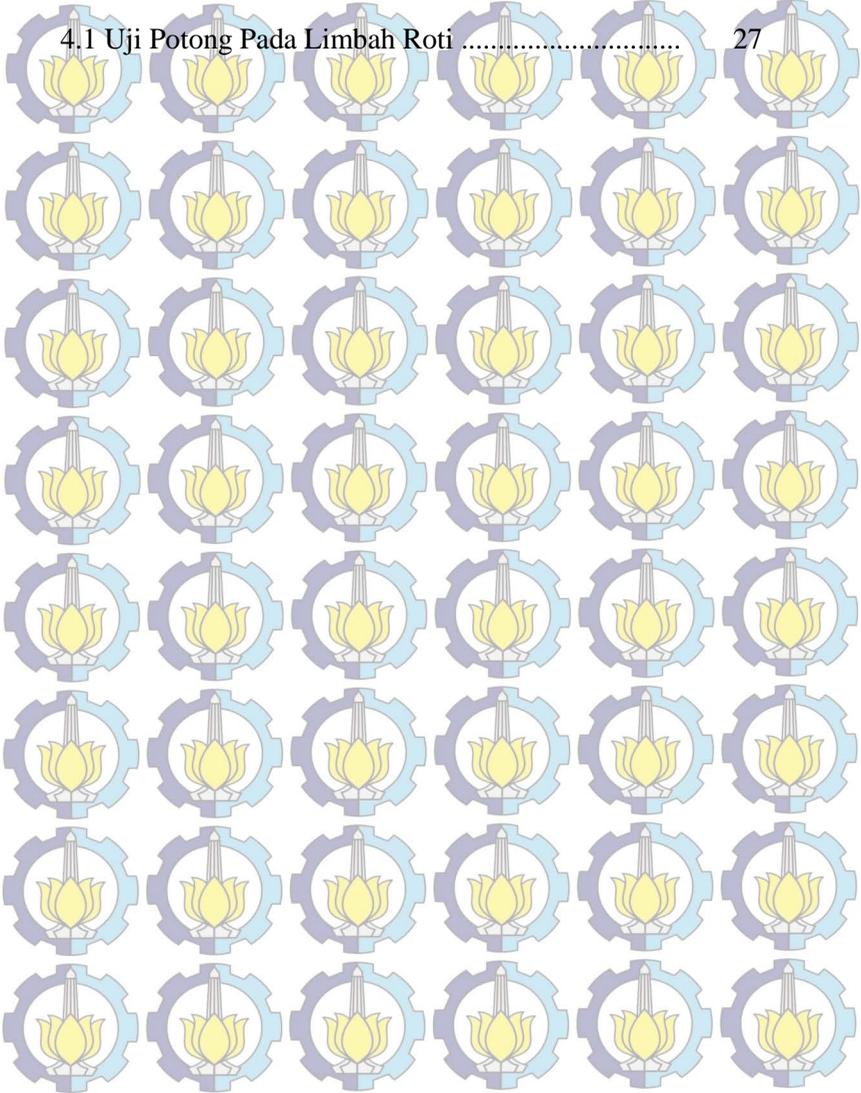
1.1 Limbah Roti siap dicacah.....	1	
2.1 Limbah Roti.....	6	
2.2 Mesin Penggiling Ikan.....	7	
2.3 Mesin Hammer Mill.....	7	
2.4 Limbah Roti.....	8	
2.5 Uji Potong.....	9	
2.6 Poros.....	11	
2.7 Bantalan (Bearing).....	13	
2.8 Roda Gila (FlyWheel).....	17	
3.1 Diagram Alir.....	20	
3.2 Disign Mesin Hammer Mill.....	22	
4.1 Percobaan Untuk Mengetahui Gaya Potong.....	26	
4.2 Jari-Jari Pisau.....	28	
4.3 Diagram Benda Bebas Pada Poros.....	35	
4.4 Diagram Gaya Dan Momen Arah Horizontal.....	37	
4.5 Diagram Gaya Dan Momen Arah Vertikal.....	38	
4.6 Hopper.....	43	
4.7 Copper.....	44	
4.8 Assembly Hammer.....	44	

4.9 Cincin Hammer.....	45
4.10 Poros Penyangga Hammer.....	46
4.11 Sekat Penyangga Poros.....	46
4.12 Hammer.....	47
4.13 Poros Utama.....	47
4.14 Filter.....	48
4.15 Flywheel (Roda Gila).....	49
4.16 Pulley dan Belt.....	50
4.17 Mesin Diesel.....	51
4.18 Rangka.....	51
4.19 Pillow Block.....	52
4.20 Spesifikasi Mesin Hammer Mill.....	53

DAFTAR TABEL

2.1 Ball Bearing Service Factors (fs) 16

4.1 Uji Potong Pada Limbah Roti 27



BAB 1

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Limbah roti mempunyai kandungan protein yang tinggi tetapi mempunyai nilai ekonomis yang rendah, sehingga kebanyakan limbah roti tidak di manfaatkan dengan baik. Pada saat ini mulai digencarkan budidaya dalam bidang peternakan, sehingga kebutuhan akan pakan ternak semakin meningkat. Hal ini berbanding lurus dengan meningkatnya kebutuhan akan pakan ternak, akan tetapi pertumbuhan rumput sebagai pakan ternak tidak sebanding dengan kebutuhan pakan ternak yang semakin meningkat. Oleh karena itu, sebuah pabrik yang terdapat di kecamatan sukodono, kabupaten sidoarjo memanfaatkan “Limbah Roti” yang telah diproses sehingga menjadi gumpalan-gumpalan untuk dihancurkan sebagai bahan campuran pakan ternak.



Gambar 1.1 Limbah Roti siap dicacah

Limbah roti merupakan hasil dari sisa-sisa adonan yang mengalami proses presing. Setelah melalui proses presing, sisa adonan tersebut hampir memasuki oven sehingga adonan menjadi setengah matang dan tidak dapat digunakan kembali, sehingga di kumpulkan berupa gumpalan-gumpalan besar. Limbah roti tersebut didapat pada beberapa pabrik yaitu pabrik UBM di Waru, AIM di Gedangan. Ketika gumpalan limbah roti tersebut sudah dilakukan

proses pengeringan dengan cara di jemur, maka bahan ini siap dihancurkan.

Dalam tugas akhir kali ini akan di bahas perencanaan dan perhitungan dari pembuatan mesin Hammer Mill untuk menghancurkan limbah roti dengan kapasitas 1,5 ton/jam. Prinsip kerja mesin ini adalah dengan memutar poros yang juga akan memutar hammer (palu) dengan kecepatan tinggi. Kemudian bahan dimasukkan melalui hopper (input) yang akan dikenai gaya pukul oleh hammer sehingga bahan dapat hancur serta ditekan keluar melewati lubang saringan (output) dengan diameter tertentu sesuai dengan tingkat kehalusan yang dibutuhkan.

1.1 Perumusan Permasalahan

Permasalahan yang diangkat di dalam Tugas Akhir ini adalah :

- a. Bagaimana desain mesin Hammer Mill sebagai pencacah limbah roti
- b. Berapa torsi dan daya yang di butuhkan pada mesin Hammer Mill

1.2 Tujuan

Tujuan dari pembuatan dan perhitungan alat *Hammer Mill* adalah :

- a. Untuk memperoleh rancangan Mesin Hammer Mill sebagai pencacah limbah roti.
- b. Dapat mengetahui torsi dan daya yang di butuhkan pada mesin Hammer Mill.

1.3 Batasan Masalah

Dalam penulisan Tugas Akhir ini terdapat beberapa batasan masalah yaitu :

- a. Getaran yang terjadi pada mesin tidak dilakukan perhitungan.
- b. Tidak memperhatikan proses manufaktur
- c. Tidak menghitung kekuatan las
- d. Kerugian-kerugian akibat gesekan, elektrik dan panas diabaikan
- e. Tidak menghitung sistem transmisi
- f. Tidak menghitung kekuatan rangka
- g. Tidak menghitung pasak
- h. Faktor waktu pada saat operasi, seperti memasukkan bahan saat mesin dioperasikan tidak diperhitungkan
- i. Perencanaan dilakukan pada kondisi statis

1.4 Manfaat

Adapun manfaat yang dapat disampaikan adalah sebagai berikut :

1. Dapat mengubah suatu bahan yang berharga ekonomis rendah menjadi bahan yang berekonomis tinggi,
2. Memberikan suatu mesin pencacah limbah roti yang bekerja secara optimal.

1.5 Sistematika Penulisan

Sistematika penulisan Tugas Akhir ini adalah sebagai berikut :

BAB I PENDAHULUAN

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

BAB II TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Limbah Roti Untuk Campuran Pakan ternak

Memuat tentang proses terbentuknya limbah roti.

2.2 Dasar teori Perencanaan Mesin Hammer Mill

Memuat tentang teori yang dianggap mendukung dalam perencanaan pembuatan mesin Hammer Mill.

BAB III METODOLOGI

Bab ini menjelaskan tentang metode-metode yang digunakan dalam perhitungan alat.

BAB IV PERHITUNGAN DAN PEMBAHASAN

Dalam bab ini berisikan perencanaan dimensi alat, perhitungan gaya dan daya, menentukan komponen apa saja yang digunakan, serta dilengkapi dengan gambar yang dibutuhkan untuk pembuatan mesin Hammer Mill, dan menghasilkan mesin Hammer Mill dengan efisiensi maksimum yang dapat digunakan untuk menghancurkan limbah roti dengan kapasitas 1,5 ton per jam.

BAB V KESIMPULAN DAN SARAN

Dalam bab ini bersikan rangkuman dari hasil perencanaan pembuatan perhitungan mesin Hammer Mill untuk menghancurkan limbah roti dan saran yang bisa diambil dari Tugas Akhir ini.

DAFTAR PUSTAKA

LAMPIRAN

BAB II TINJAUAN PUSTAKA

Pada bab ini dibahas mengenai proses pembuatan roti sehingga dihasilkan limbah roti yang tidak dapat di gunakan kembali. Kemudian dilakukan proses pencacahan limbah roti menggunakan mesin Hammer Mill. Limbah roti yang telah di proses adalah salah satu bahan baku pakan ternak. Limbah roti yang di hasilkan dari proses pencacahan harus memenuhi syarat sebagai bahan baku pakan ternak, sedangkan pada rumusan perhitungan menentukan kapasitas hammer mill yang digunakan dengan daya dan gaya yang ditransmisikan, poros, bantalan serta daya motor yang digunakan pada saat proses pencacahan limbah roti.

2.1 Limbah Roti

Pada proses pembuatan wafer saat di lakukan proses presing adonan wafer di lebihkan dari ukunan adonan yang ada, guna untuk meratakan ketebalan wafer yang akan di cetak. Sehingga pada proses presing teradapat kelebihan adonan. Adonan sisa proses tersebut tidak bisa dgunakan kembali karena sesaat proses presing terkena sedikit panas dari proses oven setelah proses presing, sehingga adonan tersebut sudah sedikit matang tetapi masih mempunyai sedikit kadar air. Sisa limbah roti tersebut di kumpulkan dalam bentuk gumpalan-gumpalan dengan diameter rata-rata 40 cm. Limbah roti yang bernilai ekonomis rendah yang terdapat banyak di pabrik-pabrik roti. Karena kegagalan proses pengukuran bahan adonan yang mengakibatkan adonan tidak dapat di olah menjadi roti, sehingga belum banyak di manfaatkan.



Gambar 2.1: Limbah Roti

Dapat dilihat pada gambar di atas, terdapat beberapa gumpalan limbah roti yang tidak dapat di gunakan sebagai bahan membuat roti. Akan tetapi pada limbah tersebut sangat di sayangkan apabila bahan tersebut masih bisa di olah kembali dan dapat menaikkan nilai jual limbah tersebut. Limbah roti tersebut berupa campuran dari kulit wafer, adonan kue dan kotoran berupa batu dan pasir, limbah ini dapat di gunakan sebagai salah satu bahan campuran dari pakan ternak.

2.2 Penelitian Terdahulu

Pada subbab ini di uraikan tentang peneliti terdahulu yang terkait dengan mesin Hammer Mill.

Pada penelitian terdahulu ini mesin pencacah limbah yang dilakukan oleh Abdirrizal, Syam (2006), yang merencanakan alat dengan kapasitas 2 ton/jam dan digunakan untuk membuat pellet ikan. Mesin hammer mill ini menggunakan motor listrik 20 hp.

Pada sisi lain yang kedua mesin pencacah limbah ikan di lakukan oleh Stevie, Ignatius (2008), membuat mesin berkapasitas 118,8 Kg/Jam. Dengan menggunakan bahan baku berupa limbah ikan teri. Mesin hammer mill ini menggunakan motor bensin berdaya 5,5 Hp dan putaran 2400 rpm.



Gambar 2.2 : mesin penggiling ikan

Selanjutnya yang ketiga yaitu mesin hammer mill yang di buat oleh Yanto, Aldi. Alat ini menggunakan bahan baku berupa tempurung kelapa. Alat ini menggunakan 12 pisau dengan kapasitas 200 kg/jam dengan Dimensi alat 800 x 400 x 1200 mm dan menggunakan motor diesel sebesar 8 PK.



Gambar 2.3 : Mesin Hammer mill

Setelah didapatkan dasar teori dan studi literatur diaplikasikan pada perhitungan sesuai dasar teori untuk membuat peralatan yang diinginkan. Pada tahap ini dilakukan pemilihan dan perhitungan elemen mesin yang akan digunakan. elemen mesin tersebut meliputi daya, gaya, bantalan (bearing), poros, serta motor sebagai penggerak.

2.3 Teori yang terkait dengan hammer Mill

Pada Subbab ini dibahas mengenai rumusan yang nantinya akan digunakan dalam perhitungan yang berdasarkan referensi.

2.3.1 Kapasitas Mesin

Untuk menghitung besarnya kapasitas mesin dapat diketahui berdasarkan rumus dibawah ini.

$$Q = m \cdot n \cdot z \dots\dots\dots (2.1)$$

Diketahui :

Q = kapasitas mesin (kg / min)

n = putaran (rpm)

z = jumlah pisau

m = Massa limbah roti hasil tumbukan oleh satu pisau dari hasil penimbangan

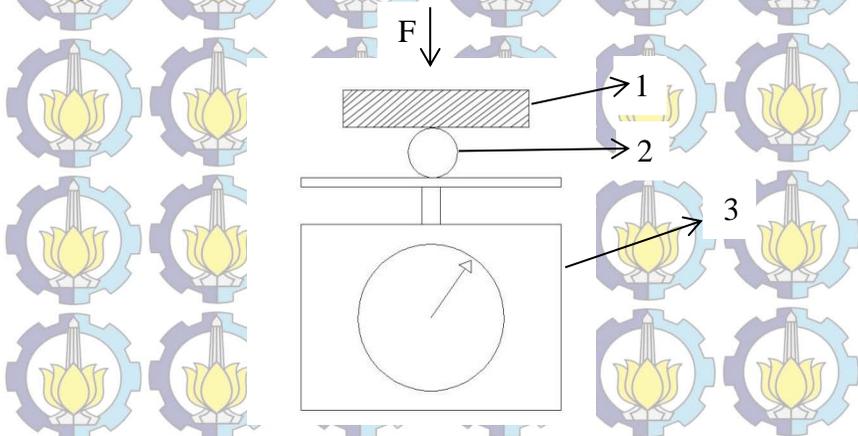
Nilai massa diperoleh dari massa limbah roti dalam hal ini sisa pecahan limbah roti terbagi menjadi beberapa bagian kecil sesuai dengan tabel percobaan agar pada proses perhitungannya menjadi lebih mudah.



Gambar 2.4 : Limbah Roti

2.3.2 Menentukan Besaran Gaya Potong

Untuk mengetahui gaya potong yang diperlukan agar pisau pemotong dapat memotong limbah roti dengan baik, maka dilakukan percobaan yang nantinya dijadikan acuan sebagai gaya potong limbah roti. Model percobaan yang akan dilakukan dengan cara sebagai berikut



Gambar 2.5 : Uji potong

Keterangan:

1. Pisau Pemotong
2. Limbah Roti
3. Neraca (Timbangan)

Metode percobaan : Dalam percobaan ini di ambil sebuah bongkahan bahan dari limbah roti yang di letakkan di atas timbangan, metode pemotongan di lakukan dengan cara meletakkan sebuah balok besi di atas limbah roti yang tumpul yang kemudian balok besi tersebut diberi tekanan hingga limbah roti tersebut mengalami keretakan. Angka terbesar dalam timbangan merupakan besarnya berat beban yang di berikan oleh balok besi untuk dapat memotong atau meremukkan limbah roti tersebut.

Limbah roti yang di hancurkan dalam perencanaan mesin sebanyak 1 biji untuk sekali pemotongan. Sehingga dapat dihitung besarnya gaya potong untuk 40 pisau menggunakan rumus :

$$F = F_p \cdot z \dots\dots\dots(2.2)$$

Dimana :

- F_p = Rata-rata dari gaya potong (Newton)
- Z = Jumlah pisau pada Hammer Mill
- F = Gaya Potong (Newton)

2.3.3 Menentukan Torsi

Torsi pada mesin dengan rumus sebagai berikut :

$$T = F \cdot r \dots\dots\dots(2.3)$$

(Sularso, 1991 : 47)

Dimana :

- T = torsi motor (hp)
- F = gaya potong (kgf)
- r = lengan torsi (m)

2.3.4 Sistem Transmisi

Pada sistem transmisi alat hammer mill ini menggunakan diesel dengan daya 8 PK dengan menggunakan perbandingan pully dan juga menggunakan 2 buah belt.

2.3.5 Daya yang Dibutuhkan Mesin Hammer Mill

Daya untuk menggerakkan pisau dan poros dapat diperoleh dengan memasukkan torsi dan kecepatan rotasi,yaitu :

$$P = \frac{T \cdot n}{6,3 \cdot 10^4} \dots\dots\dots(2.4)$$

Dimana :

- P = Daya pada pisau dan poros (HP)
- T = Torsi (lbf.in)
- n = Kecepatan rotasi(rpm)

2.4 Perencanaan Poros

Poros adalah suatu bagian stasioner yang beputar, biasanya berpenampang bulat dimana terpasang elemen-elemen seperti roda gigi (*gear*), *pulley*, *flywheel*, engkol, *sprocket* dan elemen pemindah

lainnya. Poros bisa menerima beban lenturan, beban tarikan, beban tekan atau beban puntiran yang bekerja sendiri-sendiri atau berupa gabungan satu dengan lainnya. (Josep Edward Shigley, 1983)



Gambar 2.6 : Poros

Menurut pembebanannya poros dapat dibedakan menjadi beberapa kelompok sebagaimana tersebut dibawah ini :

1. Poros Transmisi (line shaft).

Poros transmisi adalah komponen yang mampu menahan beban puntir dan lentur. Daya ditransmisikan kepada poros ini melalui : kopling, roda gigi, belt rantai dan sebagainya

2. Spindle.

Spindel adalah poros yang pendek seperti poros utama mesin perkakas, beban utamanya adalah puntir. Syarat yang harus di penuhi poros ini adalah deformasi yang terjadi harus kecil, bentuk dan ukurannya harus teliti.

3. Gandar (axle)

Gandar adalah poros yang tidak mendapatkan beban puntir dan tidak berputar, tetapi hanya mendapatkan beban lentur. Komponen ini biasanya dipasang antara roda – roda kereta api,.

4. Poros (Shaft).

Poros adalah komponen yang ikut berputar untuk memindahkan daya dari mesin ke mekanisme yang digerakkan. Poros ini mendapat beban punter murni dan lentur.

5. Poros Luwes (Flexible shaft).

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

(Sularso, Kiyokatsu Suga; 1991.Hal 1)

2.4.1 Menghitung Diameter Poros

Pada proses perhitungan poros, yang dihitung adalah diameter poros. Setelah menentukan diameter poros, maka perlu diketahui tegangan yang diterima atau yang ditimbulkan oleh mekanisme yang terpasang pada poros.

Tegangan maksimal yang diterima poros berasal dari beban utama momen bending dan momen torsi dengan rumus sebagai berikut :

$$\tau_{max} = \sqrt{\left(\frac{16.Mb}{\pi.d^{\frac{3}{5}}}\right)^2 + \left(\frac{16.Mt}{\pi.d^{\frac{3}{5}}}\right)^2} \dots\dots\dots (2.5a).$$

$$\leq \frac{ks.Syp}{sf} \dots\dots\dots (2.5b)$$

Dari rumus (2.5a) maka syarat perencanaan adalah tegangan yang terjadi harus lebih kecil dari pada tegangan ijin pada rumus (2.5b). Sebelum mencari tegangan maksimal maka harus menghitung diameter poros, sebagai berikut :

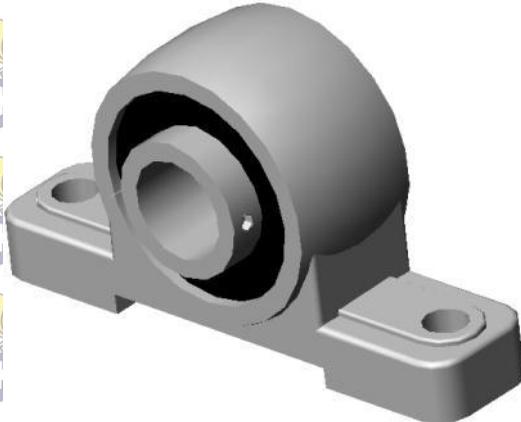
$$ds \geq \sqrt[6]{\frac{(16^2 Mb^2 + 16^2 Mt^2)}{\pi^2 \left(\frac{ks.Syp}{sf}\right)^2}} \dots\dots\dots (2.6)$$

Dimana :

- D = Diameter poros (in)
- Mb = Momen bending yang diterima poros (lbf-in)
- Mt = Momen torsi yang diterima oleh poros (lbf-in)
- Syp = Strength yield point
- N = Faktor keamanan
- Ks = Koefisien Shear

2.5 Bantalan

Bantalan merupakan salah satu bagian dari elemen mesin yang memegang peranan cukup penting karena fungsi dari bantalan yaitu untuk menumpu sebuah poros agar poros dapat berputar tanpa mengalami gesekan yang berlebihan. Bantalan harus cukup kuat untuk memungkinkan poros serta elemen mesin lainnya bekerja dengan baik.



Gambar 2.7: Bantalan (Bearing)

➤ Prinsip Kerja Bantalan

Apabila ada dua buah logam yang bersinggungan satu dengan lainnya saling bergeseran, maka akan timbul gesekan, panas dan keausan. Untuk itu pada kedua benda diberi suatu lapisan yang dapat mengurangi gesekan, panas dan keausan serta untuk memperbaiki kinerjanya ditambahkan pelumasan sehingga kontak langsung antara dua benda tersebut dapat dihindari.

➤ **Klasifikasi Bantalan**

Bantalan dapat diklasifikasikan sebagai berikut:

a) **Bantalan Luncur Radial**

Bantalan ini untuk mendukung gaya radial dari batang torak saat berputar. Konstruksinya terbagi / terbelah menjadi dua agar dapat dipasang pada poros engkol.

b) **Bantalan Luncur Aksial**

Bantalan ini menghantarkan poros engkol menerima gaya aksial yaitu terutama pada saat terjadi melepas / menghubungkan plat kopling saat mobil berjalan. Konstruksi bantalan ini juga terbelah / terbagi menjadi dua dan dipasang pada poros jurnal bagian paling tengah.

c) **Bantalan Gelinding**

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

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

Keunggulan bantalan ini adalah pada gesekannya yang rendah. Pelumasannya pun sangat sederhana cukup dengan oli atau stempet, bahkan pada macam yang lain contohnya yang menggunakan sil tidak perlu menggunakan pelumas lagi. Meskipun ketelitiannya sangat tinggi namun karena adanya gerakan elemen gelinding dan sanka tempatnya, pada putaran tinggi bantalan ini agak gaduh dibandingkan dengan bantalan luncur. Pada waktu memilih bantalan, ciri masing-masing masih harus dipertimbangkan

sesuai dengan pemakaian, lokasi dan macam beban yang akan dialami. (Sularso, Kiyokatsu Suga; 1994.Hal 103)

2.5.1 Beban Equivalen

Sesuai dengan definisi dari AFBMA (Anti Friction Bearing Manufacturerrs Association) yang di maksud dengan beban equivalen adalah beban radial yang konstan bekerja pada bearing, dengan ring dalam yang berputar / ring luar yang berputar, yang akan memberikan umur yang sama, seperti bila bearing bekerja dengan kondisi nyata untuk beban dan putaran yang sama.

Tetapi dalam kenyataan di lapangan bearing biasanya menerima beban kombinasi antara beban radial dan beban aksial, serta pada suatu kondisi ring dalam yang tetap sedangkan ring luarnya yang berputar.

Sehingga persamaan beban equivalen (P) setelah adanya koreksi tersebut, menjadi :

$$P = V \cdot X \cdot F_r + Y \cdot F_a \dots\dots\dots (2.7)$$

Dimana :

P = Beban equivalen, lbf

Fr = Beban radial, lbf

Fa = Beban aksial, lbf

V = Faktor putaran (konstan) berniali :

= 1,0 untuk ring dalam berputar

= 1,2 untuk ring luar yang berputar

X = Konstanta radial (dari tabel, dapat di lihat pada lampiran)

Y = Konstanta aksial (dari tabel, dapat di lihat pada lampiran)

Cara memilih harga X dan Y dapat dilakukan dengan langkah-langkah sebagai berikut :

1. Cari terlebih dahulu harga : $i \cdot F_a / C_o$
i = jumlah deret bearing
2. Kemudian dari harga ini, ditarik garis ke kanan sampai pada kolom e , sehingga didapat harga e.

3. Cari harga : $F_a/(V \cdot F_r)$, dan bandingkan dengan harga e , akan diperoleh kemungkinan : $F_a/(V \cdot F_r) < e$ atau $F_a/(V \cdot F_r) = e$ atau $F_a/(V \cdot F_r) > e$.
4. Dari perbandingan harga tersebut, maka akan didapatkan harga X dan Y dari kolom : $F_a/(V \cdot F_r) \leq e$ atau $F_a/(V \cdot F_r) > e$. Khusus untuk deret satu (single row bearing) , bila harga $F_a/(V \cdot F_r) \leq e$, maka $X = 1$ dan $Y = 0$.
5. Dapat dibantu dengan Interpolasi atau Extrapolasi.

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

$$P = V \cdot F_r \dots\dots\dots (2.8)$$

(Deutschman, Machine Design Theory and Practice, 1975 : 486)

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 harus dikalikan dengan konstanta kondisi beban (F_s). Maka persamaan untuk mencari beban equivalen menjadi :

$$P = F_s \{ (X \cdot V \cdot F_r) + (Y \cdot F_a) \} \dots\dots\dots (2.9)$$

(Deutschman, Machine Design Theory and Practice, 1975 : 491)

Tabel 2.1. Ball bearing service factors (F_s)

No.	Type of service	Multiply calculated load by following factors	
		Ball Bearing	Roller Bearing
1	Uniform and steady load	1,0	1,0
2	Light shock load	1,5	1,0

3	Moderate shock load	2,0	1,3
4	Heavy shock load	2,5	1,7
5	Extreme and indefinite shock load	3,0	2,0

2.4.2 Prediksi Umur Bantalan

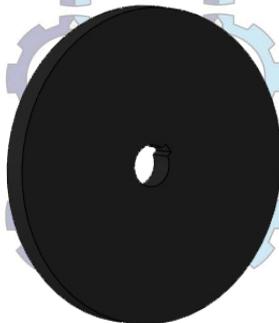
Dalam pemakaian bearing secara terus menerus dan mendapatkan beban yang besar maka akan memperkecil umur sebuah bearing. Dengan asumsi putaran konstan, maka prediksi umur bearing (dinyatakan dalam jam) dapat di tulis dengan persamaan :

$$L_{10h} = \left(\frac{C}{P}\right)^b \times \frac{10^6}{60 \cdot n} \dots\dots\dots (2.10)$$

Dimana :

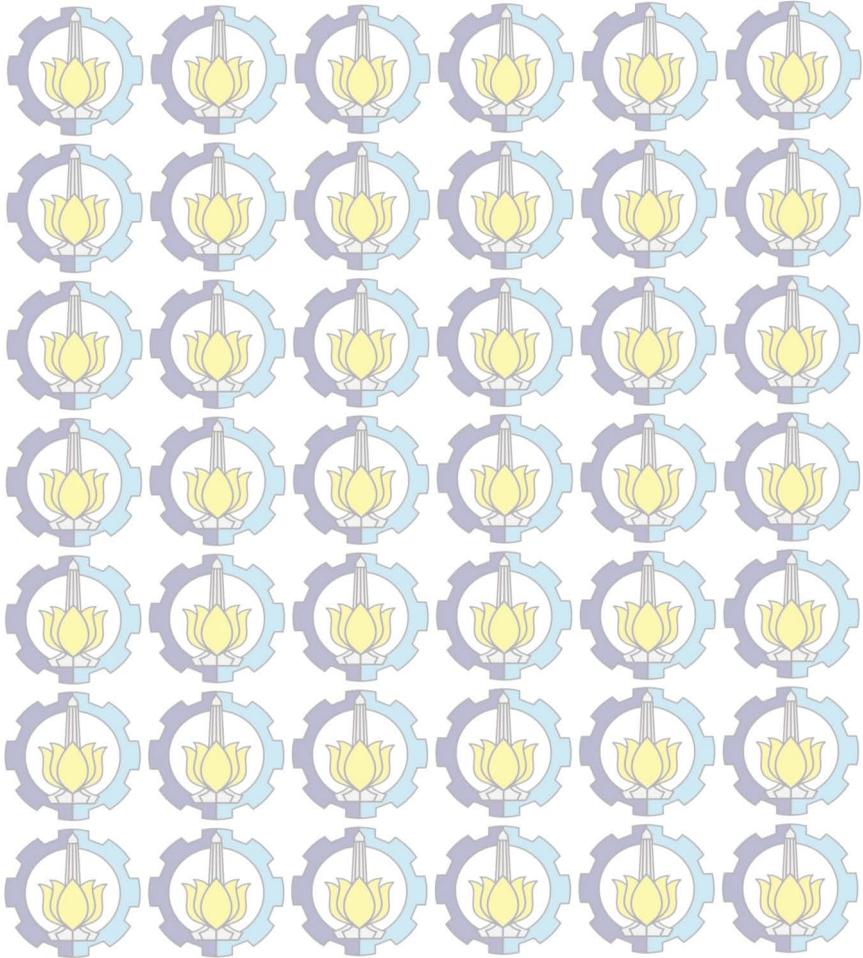
- L_{10h} = Umur bearing, jam – kerja
- C = Beban dinamis (dapat dilihat dari table), lbf
- n = Putaran poros, rpm
- P = Beban Ekivalen (equivalent load)
- b = Konstanta yang tergantung tipe beban.
($b = 3$ untuk ball bearing dan $b = 3,33$ untuk rolling bearing)

2.6 Roda Gila (Flywheel)



Gambar 2.8: Roda Gila (FlyWheel)

Roda Gila (flywheel) adalah sebuah massa yang berputar dan dipergunakan sebagai penyimpan tenaga di dalam mesin. Tenaga yang disimpan dalam roda gila berupa tenaga kinetik. Akan tetapi roda gila yang di buat pada mesin hammer mill ini berupa poros pejal. Roda gila seperti ini berguna untuk menjaga agar rpm tetap stabil pada saat mesin hammer mill ini terkena beban berlebih.

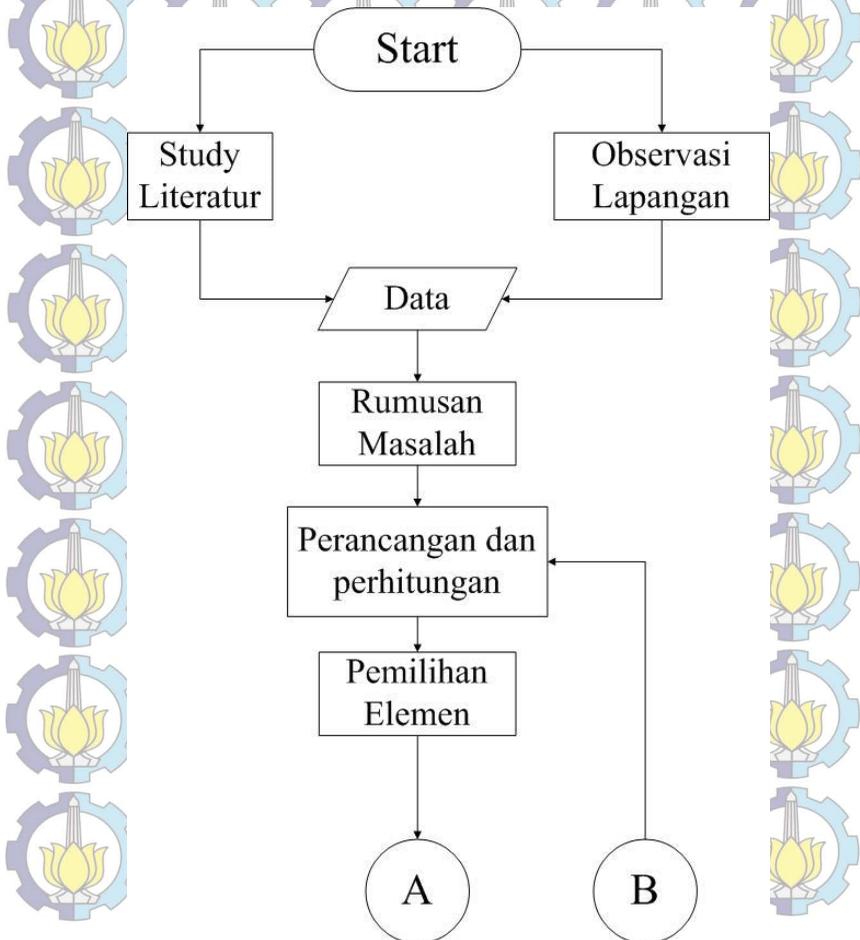


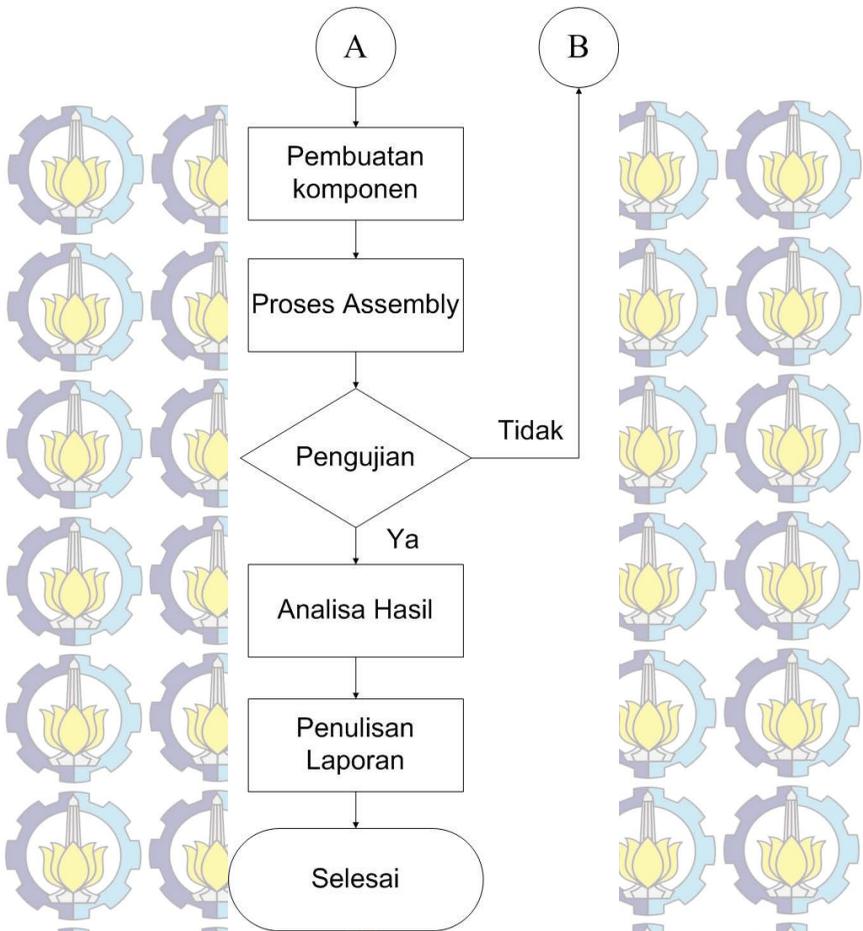
BAB III

METODOLOGI

3.1 Diagram Alir Tugas Akhir

Dalam pengerjaan Tugas Akhir ini langkah-langkahnya tergambar pada diagram alir berikut ini :





Gambar 3.1 : Gambar diagram alir tugas akhir

3.2 Metodologi pengerjaan tugas akhir

Proses penyelesaian tugas akhir ini melalui beberapa tahap sebagai berikut :

i. Studi literatur

Pada studi literatur meliputi dan mempelajari bahan pustaka yang berkaitan dengan segala permasalahan mengenai mesin Hammer Mill sebagai alat pencacah limbah roti yang di gunakan sebagai bahan baku pakan ternak. Studi literatur ini diperoleh dari berbagai sumber antara lain buku / *text book*, diktat yang mengacu pada referensi, publikasi-publikasi ilmiah, tugas akhir yang berkaitan dan media internet.

ii. Observasi Lapangan

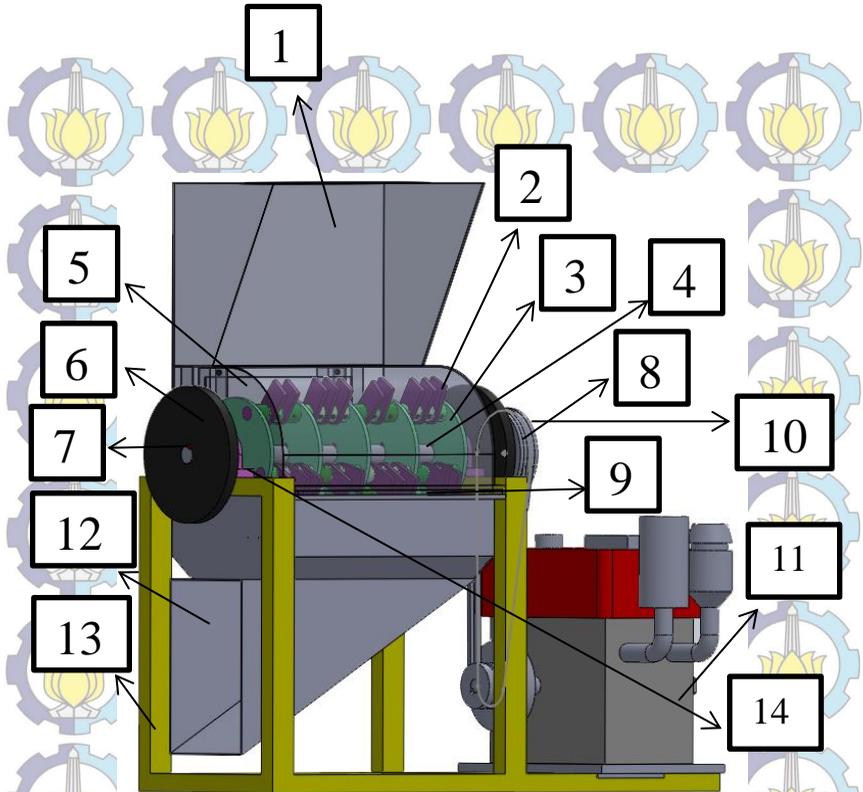
Observasi atau studi lapangan ini dilakukan dengan survei langsung. Hal ini dilakukan dalam rangka pencarian data yang nantinya dapat menunjang penyelesaian tugas akhir ini. Data yang di dapat dari studi lapangan yaitu mesin diskmill dengan diameter 600 mm dan tebal 300 mm berpengerak diesel.

iii. Perumusan Masalah

Setelah mengkaji studi literatur dan observasi lapangan ditemukan permasalahan mengenai pembuatan, untuk membuat alat Hammer Mill sebagai pencacah limbah roti, yang bisa digunakan untuk bahan tugas akhir.

iv. Perancangan Alat

Pada proses ini, meliputi proses desain yang menggunakan software berupa SolidWorks dan AUTOCAD. Dengan fasilitas yang terdapat dalam software tersebut diharapkan dapat membantu pengerjaan desain menjadi semirip mungkin dengan bentuk yang diinginkan, berikut merupakan desain alat yang akan di buat.



Gambar 3.2 : Design Mesin Hammer Mill

Bagian – Bagian Komponen Mesin Hammer Mill :

1. Hopper
2. Hammer
3. Penyangga Hammer
4. Poros
5. Jendela
6. Roda Gila (FlyWheel)
7. Pasak
8. Belt

9. Strainer (filter)

10. Pulley

11. Mesin Deasel

12. Copper

13. Rangka

14. Pillow Block

Mesin Hammer Mill yang terbuat dari plat ms dengan tebal 3mm, sedangkan untuk pemukulnya (hammer) dalam satu mesin terdiri dari 40 buah hammer berbahan baja yang berukuran 100 x 50 mm dan di bagi dalam 4 sekat, dalam 1 sekat yang berdiameter 250 mm terdiri atas 10 buah hammer. Untuk menopang Hammer pada penyekat maka di buat 4 buah poros dan dibagi menjadi 10 buah hammer setiap poros yang berdiameter 30 mm dan berbahan besi. Poros pusat yang digunakan berbahan Baja AISI 1045 dengan diameter 40 mm. Untuk Hopper di buat dengan dimensi 350 x 600 mm guna untuk menampung limbah roti dengan kapasitas yang besar, sehingga limbah roti yang masuk terus continue, sedangkan untuk Copper di buat dengan dimensi 600 x 385 mm guna untuk menyeimbangkan bagian hopper dengan copper agar kapasitas masuk sama dengan kapasitas keluar ataupun lebih besar. Untuk bagian strainer (filter) di buat dengan dimensi 606 x 386 mm dan tebal 10 mm dengan tiap lubang sebesar 16 mm. Sedangkan untuk bagian rangka menggunakan kontruksi berbentuk U dan berbahan UMP80 dengan tebal 3 mm guna untuk memperkuat rangka. Untuk bearing mesin ini menggunakan Pillow Block tipe UCP208-24 dengan diameter 40 mm. Pada mesin ini diberi sebuah jendela yang berguna untuk melihat yang ada di dalam mesin hammer mill ini tanpa terlebih dahulu membuka bagian hopper. mesin hammer mill ini di padukan dengan mesin deasel 8 PK sebagai penggeraknya.

Dalam gambar 3D ini dapat di ketahui komponen-komponen utama pada alat Hammer Mill yang di rencanakan. sedangkan gambar Hammer Mill 2D terdapat pada lampiran.

v. Perencanaan dan Perhitungan

Perencanaan dan perhitungan ini dilakukan untuk mendapatkan hasil yang optimal yang di dasari perhitungan data dari studi literatur dan observasi lapangan. Rancangan mesin yang di rancang ini adalah mesin Hammer Mill.

vi. Uji Peralatan

Setelah mengalami proses perakitan maka alat tersebut dilakukan uji coba guna untuk mengetahui apakah alat tersebut dapat berjalan atau tidak. Dalam pengujian selanjutnya dengan menggunakan bahan baku berupa limbah roti, nantinya akan di catat data yang di hasilkan dan di bandingkan hasil yang dilakukan pada saat uji coba alat selama 1 menit.

vii. Penulisan Laporan

Tahap ini merupakan ujung dari pembuatan mesin Hammer Mill ini, dengan menarik kesimpulan yang didapat dari hasil pengujian yang telah dilakukan.

BAB IV PERHITUNGAN DAN PEMBAHASAN

Pada bab ini akan dibahas perhitungan mesin pencacah limbah roti, dimana perhitungan pertama yang akan dicari adalah kapasitas yang nantinya dibutuhkan pada mesin pencacah agar dapat berfungsi dengan baik, yaitu untuk menghitung putaran pada saat bekerja mencacah limbah roti sesuai dengan kapasitas yang telah ditentukan dan dilanjutkan perhitungan komponen-komponen utamanya.

4.1 Menghitung Putaran Mesin

Putaran mesin yang diperlukan (n) dipengaruhi oleh besarnya kapasitas (Q) yang telah ditentukan, sehingga putaran dapat diperoleh sebagai berikut :

$$n = \frac{Q}{m \cdot z}$$

Dimana,

Q = 25 kg/menit

Z = Jumlah pisau 40 buah (direncanakan)

M = Massa limbah roti yang terpotong oleh satu pisau.

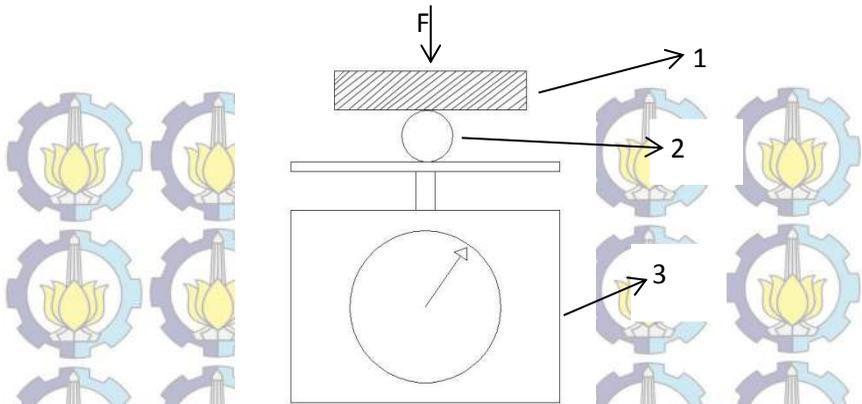
Dengan melakukan 5x percobaan, maka di dapat rata-rata sebanyak 89 potongan dari rata-rata massa limbah roti sebesar 196 gram.

Maka,

$$n = \frac{25 \text{ kg/mnt}}{0,002 \cdot 40} = 312,5 \text{ rpm}$$

4.2 Menentukan Besaran Gaya Potong

Untuk mencari daya yang digunakan sebagai pencacah limbah roti, terlebih dahulu harus mengetahui gaya potong yang dibutuhkan untuk memotong limbah roti. Untuk mengetahui gaya potong yang optimal maka dilakukan percobaan sebagaimana gambar 4.1.



Gambar 4.1 : Percobaan untuk mengetahui gaya potong

Keterangan:

1. Pisau pemotong
2. Limbah roti
3. Neraca pegas

Metode percobaan : Dalam percobaan bahan, diambil bahan dengan struktur yang masih bagus. Limbah roti diletakkan diatas timbangan, pemotongan dilakukan dengan cara meletakkan pisau (hammer) di atasnya limbah roti kemudian pisau tersebut di beri tekanan dari atas hingga limbah roti retak. Angka terbesar dalam neraca pegas merupakan besarnya berat beban yang diberikan oleh pisau untuk dapat memotong atau meremukkan limbah roti.

Dari percobaan dapat diketahui bahwa gaya potong diambil dari rata-rata dari 5 percobaan yang telah dilakukan. Dengan mendapatkan hasil yang berbeda. Maka, $F = m \cdot g$

Table 4.1 : Uji potong pada Limbah Roti

Bahan uji	Tebal Limbah roti (mm)	Gaya Potong (kgf)
Limbah Roti 1	57	1,9
Limbah Roti 2	59	2,2
Limbah Roti 3	62	2,4
Limbah Roti 4	69	2,4
Limbah Roti 5	71	2,6
Rata-rata	63,6	2,3

Jadi gaya potong yang diperlukan (F) oleh mesin dengan 40 pisau dapat diketahui dari rumus dibawah ini :

$$F = m \cdot z$$

Diketahui :

$$F_p = 22.555 \text{ N}$$

$$Z = 40$$

Sehingga :

$$F = 22.555 \text{ N} \cdot 40$$

$$= 902,2 \text{ N}$$

4.3 Torsi yang di butuhkan untuk memotong

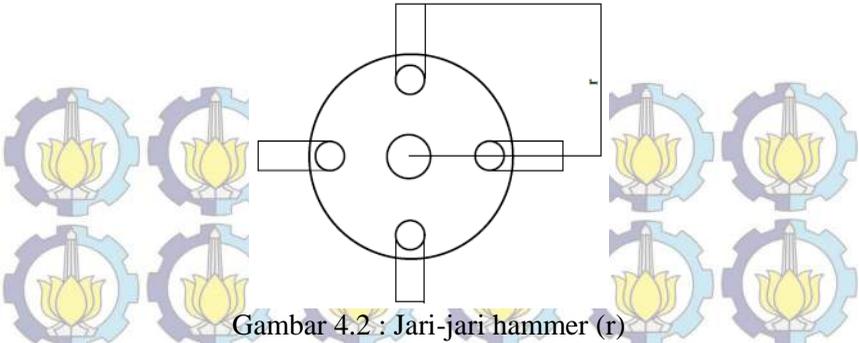
Torsi yang dibutuhkan dapat dihitung dengan rumus sebagai berikut :

$$T = F \cdot r$$

Diketahui :

$$F = 902,2 \text{ N}$$

$$r = 0,18 \text{ m}$$



Gambar 4.2 : Jari-jari hammer (r)

Dimana,

r = Jarak antara titik pusat lingkaran dengan ujung hammer (pisau).

Jadi,

$$\begin{aligned}
 T &= F \cdot r \\
 &= 902,2 \text{ N} \cdot 0,18 \text{ m} \\
 &= 162,396 \text{ Nm} \\
 &= 1437,272 \text{ lbf.in}
 \end{aligned}$$

Dari perhitungan torsi maka dapat dihitung daya yang dibutuhkan untuk menggerakkan poros dengan rumus 2.4.

$$\begin{aligned}
 \text{Yaitu, } N &= \frac{T \cdot n}{63000} \\
 &= \frac{1437,272 \text{ lbf.in} \cdot 312,5 \text{ rpm}}{63000} \\
 &= 7,13 \text{ HP}
 \end{aligned}$$

4.4 Perhitungan Daya Untuk Momen Inersial

Besarnya daya untuk momen inersia, dapat dicari dengan rumus dibawah ini:

$$P_{\text{inersia}} = T \cdot \omega$$

$$P_{\text{Inersia}} = I \cdot \alpha \cdot \omega$$

➤ Momen Inersia Poros

Benda yang berbentuk poros adalah silinder pejal diputar pada sumbuinya, jadi untuk mencari besarnya momen inersia (I_{poros}) dapat dicari menggunakan rumus silinder pejal diputar pada sumbuinya :

$$I_{\text{poros}} = \frac{1}{2} m \cdot r^2$$

Dimana : m = massa poros (kg)

r = jari – jari poros (m)

$$I_{\text{poros}} = \frac{1}{2} m \cdot r^2$$

$$= \frac{1}{2} \cdot 10,746 \text{ kg} \cdot (0,02 \text{ m})^2$$

$$= 0,00214 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

➤ Momen Inersia pada Flywheel

Benda yang berbentuk flywheel adalah silinder pejal yang diputar pada sumbuinya, jadi untuk mencari besarnya momen inersia (I_{flywheel}) dapat di cari menggunakan rumus silinder pejal diputar pada sumbuinya :

$$I_{\text{Flywheel}} = \frac{1}{2} m \cdot r^2$$

Dimana : m = massa Flywheel (kg)

r = jari – jari Flywheel (m)

$$I_{\text{Flywheel}} = \frac{1}{2} m \cdot r^2$$

$$= \frac{1}{2} \cdot 13,77 \text{ kg} \cdot (0,15 \text{ m})^2$$

$$= 0,1549 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

Maka apabila jumlah flywheel 2 buah maka inersia pada flywheel (I_{flywheel}) dikalikan 2 buah, sehingga menjadi = $0,309 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$

➤ Momen Inersia pada Hammer (pisau)

Benda yang mendekati bentuk pisau adalah batang langsung diputar di bagian ujung, jadi untuk mencari besarnya momen inersia pisau (I_{Hammer}) dapat dicari menggunakan rumus batang langsung diputar di bagian ujung :

$$I_{\text{Hammer}} = \frac{1}{3} \cdot m \cdot L^2$$

Dimana : m = Massa Hammer (kg)

L = Panjang Hammer (m)

$$I_{\text{Hammer}} = \frac{1}{3} \cdot m \cdot L^2$$

$$= \frac{1}{3} \cdot 0,315 \text{ kg} \cdot (0,075 \text{ m})^2$$

$$= 0,00059 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

Apabila jumlah Hammer 40 buah maka inersia pada Hammer (I_{hammer}) dikalikan 40 buah, sehingga menjadi = $0,0236 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$

➤ Momen Inersia Penyangga poros hammer

Benda yang mendekati bentuk piringan adalah silinder berongga yang diputar pada sumbunya, jadi untuk mencari besarnya

momen inersia ($I_{\text{penyangga}}$) dapat di cari menggunakan rumus silinder berongga yang di putar pada sumbunya :

$$I_{\text{penyangga}} = m \cdot r^2$$

Dimana : m = massa penyangga poros hammer (kg)

r = jari-jari penyangga (m)

$$I_{\text{penyangga}} = m \cdot r^2$$

$$= 3,5 \text{ kg} \cdot (0,125 \text{ m})^2$$

$$= 0,0546 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

Apabil jumlah penyangga poros hammer 5 buah, maka inersia penyangga poros hammer ($I_{\text{penyangga}}$) dikalikan 5, sehingga menjadi = $0,2734 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$

➤ Momen Inersia pada poros penyangga hammer

Benda yang berbentuk poros adalah silinder pejal diputar pada sumbunya, jadi untuk mencari besarnya momen inersia ($I_{\text{poros hammer}}$) dapat dicari menggunakan rumus silinder pejal diputar pada sumbunya :

$$I_{\text{poros hammer}} = \frac{1}{2} m \cdot r^2$$

Dimana : m = massa poros hammer (kg)

r = jari – jari poros (m)

$$I_{\text{poros}} = \frac{1}{2} m \cdot r^2$$

$$\begin{aligned}
 &= \frac{1}{2} \cdot 3,08 \text{ kg} \cdot (0,015 \text{ m})^2 \\
 &= 0,0003465 \text{ kg} \cdot \text{m}^2
 \end{aligned}$$

Apabila jumlah poros penyangga 4 buah, maka inersia poros penyangga ($I_{\text{poros penyangga}}$) dikalikan 4, sehingga menjadi = 0,001386 $\text{kg} \cdot \text{m}^2$

➤ Momen Inersia pada pully

Benda yang mendekati puli adalah silinder berongga diputar pada sumbunya, jadi untuk mencari besarnya momen inersia pully (I_{pully}) dapat dicari menggunakan rumus silinder berongga diputar pada sumbunya :

$$I_{\text{pully}} = \frac{1}{2} \cdot m(r_2^2 + r_1^2)$$

Dimana : m = massa puli (kg)

r_1 dan r_2 = jari – jari pully (m)

$$I_{\text{pully}} = \frac{1}{2} \cdot m(r_2^2 + r_1^2)$$

$$= \frac{1}{2} \cdot 2,8 \text{ kg} (0,4^2 + 0,1^2)$$

$$= 0,238 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

Setelah momen inersia Hammer, poros pusat, penyangga poros, poros penyangga hammer, flywheel, dan pully diketahui maka momen inersia total (I_{total}) dapat diketahui.

$$\begin{aligned}
 I_{\text{total}} = & I_{\text{poros}} + I_{\text{hammer}} + I_{\text{pully}} + I_{\text{flywheel}} + I_{\text{poros hammer}} + \\
 & I_{\text{peyangga poros hammer}}
 \end{aligned}$$

Maka,

$$I_{\text{total}} = 0,00214 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 + 0,0236 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 + 0,238 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 + 0,309 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 + 0,001386 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 + 0,2734 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 = 0,847 \text{ Kg} \cdot \text{m}^2$$

Setelah momen inersia total (I_{total}) diketahui maka kecepatan sudut (ω) dapat dicari dengan rumus :

$$\omega = \frac{2\pi \cdot n}{60}$$

Dimana : n = putaran poros (rpm)

Putaran poros telah diketahui dari perhitungan putaran mesin, maka kecepatan sudut dapat dicari.

$$\omega = \frac{2\pi \cdot n}{60}$$

$$= \frac{2\pi \cdot 312,5 \text{ rpm}}{60}$$

$$= \frac{1962,5}{60} = 32,708 \text{ rad/s}$$

Setelah kecepatan sudut (ω) diketahui besarnya maka percepatan sudut (α) dapat dicari menggunakan rumus :

$$\alpha = \frac{\omega_1 - \omega_0}{\Delta t}$$

$$= \frac{32,708 \text{ rad/s} - 0}{2 \text{ s}}$$

$$= 16,354 \text{ rad/s}^2$$

Setelah momen inersia dan percepatan sudut diketahui maka besarnya nilai torsi (T) dapat dicari :

$$T = I \cdot \alpha$$

$$= 0,847 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \cdot 16,354 \text{ rad/s}^2$$

$$= 13,85 \text{ Nm}$$

Setelah torsi (T), dan kecepatan sudut (ω) diketahui maka besarnya daya momen inersia untuk mesin pencacah limbah roti dapat dicari :

$$P_{\text{inersia}} = T \cdot \omega$$

$$= 13,85 \text{ Nm} \cdot 32,708 \text{ rad/s}$$

$$= 453 \text{ Watt} = 0,607 \text{ HP}$$

Jadi besarnya daya yang dibutuhkan oleh mesin hammer mill adalah :

$$P_{\text{total}} = P_{\text{potong}} + P_{\text{inersia}}$$

$$= 7,13 \text{ HP} + 0,607 \text{ HP}$$

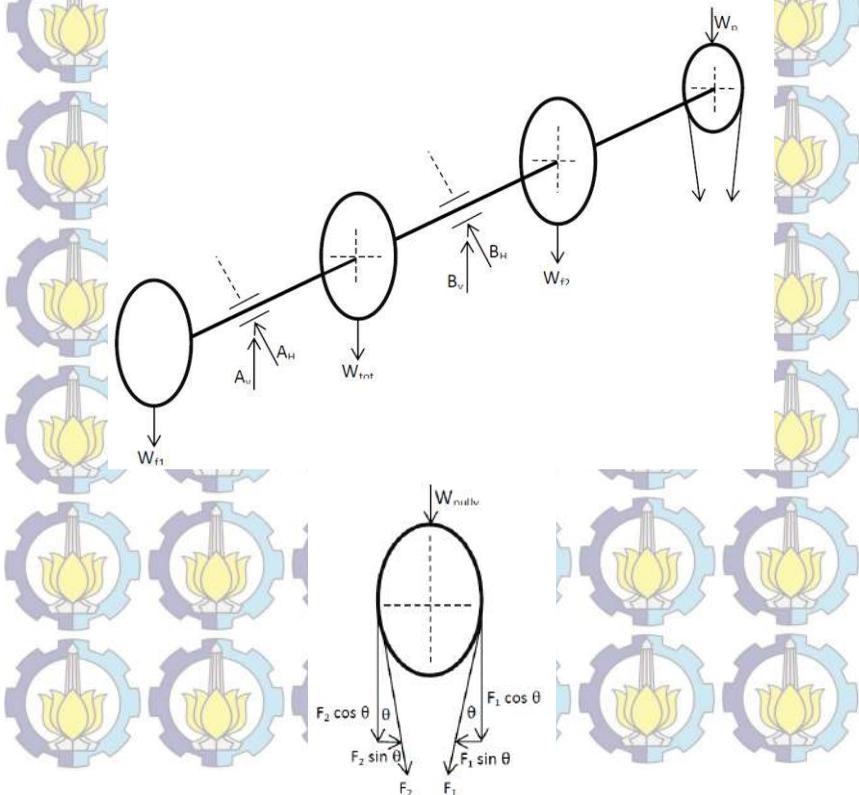
$$= 7,737 \text{ HP}$$

4.5 Perhitungan momen dan gaya pada poros

Poros yang digunakan pada mesin hammer mill untuk pencacah limbah roti ini terkena empat beban di semua bagiannya dan ditumpu dengan dua bearing. Keempat beban terdiri dari satu buah pulley dengan massa 2,8 kg, dua buah flywheel bagian kanan dan kiri dan masing-masing bermassa 13,77 kg.

Beban pada pisau dan penyangga di peroleh dari perhitungan volume dikalikan dengan massa jenis. Dengan massa hammer 12,64 kg dan penyangga 29,886 kg, maka massa total 42,14 kg. F_1 dan F_2 di dapat dari perhitungan Arief E.E.K (2014).

➤ Diagram Benda Bebas Pada Poros



Gambar 4.3 : Diagram benda bebas pada poros

Dimana,

A_V = Gaya vertikal pada bearing A

A_H = Gaya horizontal pada bearing A

B_V = Gaya vertikal pada bearing B

B_H = Gaya horizontal pada bearing B

W_{flywheel} = Berat pada flywheel

W_{tot} = Berat dari pemotong (hammer+penyangga)

W_{pully} = Berat pada pully

$F_1 \& F_2$ = Gaya tarik pada belt

➤ Reaksi Tumpuan

a. Reaksi tumpuan arah horizontal

$$\curvearrowright \sum M_A = 0$$

$$F_{BH} \cdot (X_2 + X_3) + (F_1 \sin \theta - F_2 \sin \theta) \cdot (X_2 + X_3 + X_4 + X_5) = 0$$

$$F_{BH} \cdot 27,86 \text{ in} + (324,55 \sin 12,44 - 173,36 \sin 12,44) \cdot 27,86 \text{ in} + 4,73 \text{ in} = 0$$

$$27,86 \text{ in} F_{BH} = - (324,55 \sin 12,44 - 173,36 \sin 12,44) \cdot 32,59 \text{ in}$$

$$27,86 \text{ in} F_{BH} = - (69,91 - 37,34) \cdot 32,59 \text{ in}$$

$$27,86 \text{ in} F_{BH} = - 1061,4563$$

$$F_{BH} = - \frac{1061,4563}{27,86}$$

$$F_{BH} = -38,099 \text{ lbf}$$

$$\leftarrow \sum F_H = 0$$

$$F_{AH} - F_{BH} + (F_1 \sin \theta - F_2 \sin \theta) = 0$$

$$F_{AH} = F_{BH} - (F_1 \sin \theta - F_2 \sin \theta)$$

$$= 38,099 - 32,57$$

$$= 5,529 \text{ lbf}$$

b. Reaksi tumpuan arah vertikal

$$\curvearrowright \sum M_A = 0$$

$$W_{F1} \cdot X_1 - W_{TOT} \cdot X_2 + F_{BV} \cdot (X_2 + X_3) + W_{F2} (X_2 + X_3 + X_4) - \{(F_1 \cos \theta + F_2 \cos \theta + W_P) \cdot (X_2 + X_3 + X_4 + X_5)\} = 0$$

$$W_{F1} \cdot 3,01 - W_{TOT} \cdot 13,93 + F_{BV} \cdot 27,86 + W_{F2} \cdot 30,17 - (324,55 \cos 12,44 + 173,36 \cos 12,44 + 27,468) \cdot 32,59 = 0$$

$$(135,0837 \cdot 3,01) - (413,393 \cdot 13,93) + F_{BV} \cdot 27,86 - (135,0837 \cdot 30,27) - (316,93 + 169,28 + 27,468) \cdot 32,59 = 0$$

$$406,601 - 5758,56 + (F_{BV} \cdot 27,86) - 4088,89 - 16740,766 = 0$$

$$F_{BV} \cdot 27,86 = -406,601 + 5758,56 + 4088,89 + 16740,766$$

$$F_{BV} \cdot 27,86 = 26181,615$$

$$F_{BV} = 939,756 \text{ lbf}$$

$$\uparrow + \sum F_V = 0$$

$$-W_{F1} + F_{AV} - W_{TOT} + F_{BV} - W_{F2} - (F_1 \cos \theta + F_2 \cos \theta + W_P) = 0$$

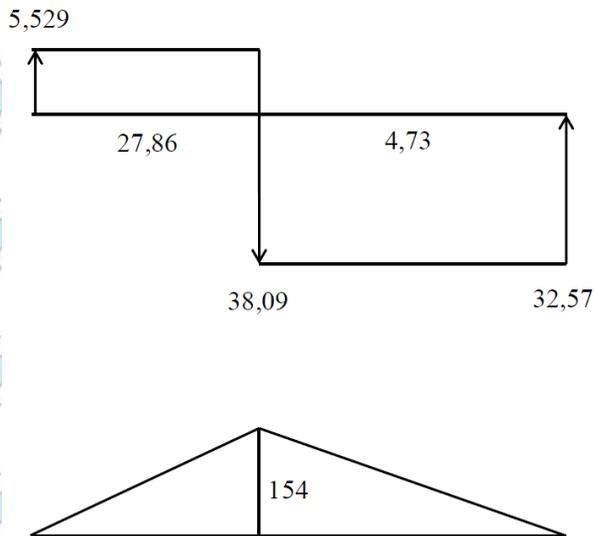
$$F_{AV} = W_{F1} + W_{TOT} - F_{BV} + W_{F2} + (F_1 \cos \theta + F_2 \cos \theta + W_P)$$

$$F_{AV} = 135,0837 + 413,393 - 939,7556 + 135,0837 + 513,678$$

$$F_{AV} = 257,482 \text{ lbf}$$

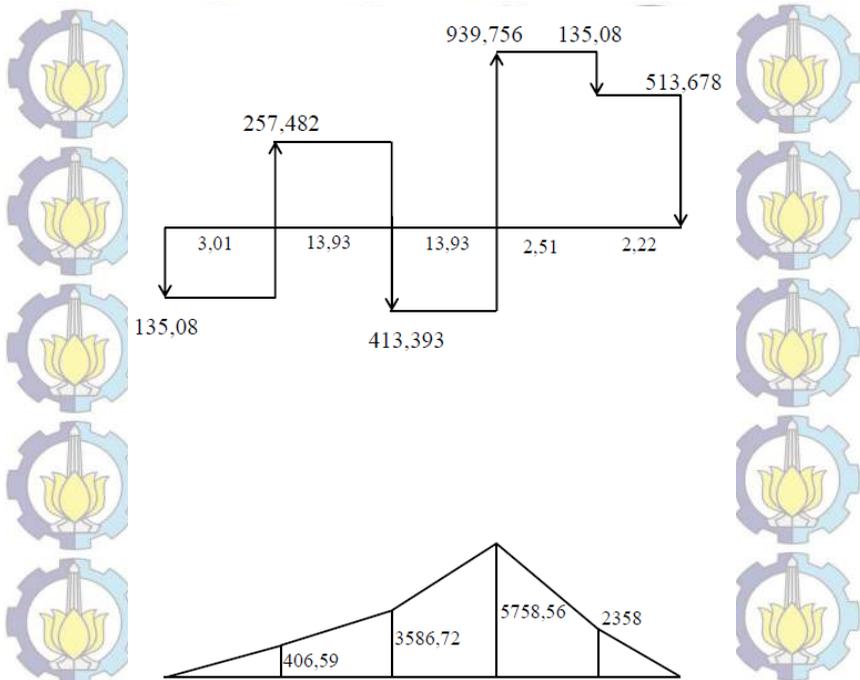
➤ Diagram Gaya dan Diagram Momen

Berikut ini akan ditampilkan diagram gaya dan diagram momen arah horizontal.



Gambar 4.4 Diagram gaya dan diagram momen arah horizontal

Berikut ini akan ditampilkan diagram gaya dan diagram momen arah vertikal.



Gambar 4.5 Diagram gaya dan diagram momen arah vertikal

Maka,

$$MB = \sqrt{(M_{BH})^2 + (M_{BV})^2}$$

$$MB = \sqrt{(154)^2 + (5758,56)^2}$$

$$MB = \sqrt{23716 + 33161013,27}$$

$$MB = \sqrt{33184729,27}$$

$$MB = 5760,61 \text{ lbf}\cdot\text{in}$$

4.6 Menghitung Diameter Poros

Berdasarkan perhitungan diatas untuk mengetahui diameter poros dapat diketahui berdasarkan rumus (2.6), sebagai berikut :

$$ds \geq \sqrt[6]{\frac{(16^2 Mb^2 + 16^2 Mt^2)}{\pi^2 \left(\frac{ks \cdot Syp}{sf}\right)^2}}$$

Diketahui :

- Bahan poros yang di rencanakan Baja AISI 1045
- Kekuatan tarik 59 ksi = 59000 lbf/in²
- Koefisien shear (ks) : 0,5
- Safety factor (sf) : (2)
- Mt = 1437.272 lbf.in
- Mb = 5760,61 lbf.in

Jadi,

$$ds \geq \sqrt[6]{\frac{(16^2 5760,61^2 + 16^2 1437,272^2)}{\pi^2 \left(\frac{0,5 \cdot 59000}{2}\right)^2}}$$

$$ds \geq \sqrt[6]{\frac{(256 \cdot 33184627,57 + 256 \cdot 2065750,802)}{9,859 (217562500)}}$$

$$ds \geq \sqrt[6]{\frac{(8495264658 + 528832205,3)}{2145079225}}$$

$$ds \geq \sqrt[6]{\frac{9024096863}{21445079225}}$$

$$ds \geq \sqrt[6]{0,42}$$

$$ds \geq 0,8656 \text{ in} = 2,1987 \text{ cm}$$

Dari perhitungan di atas maka diameter poros minimum adalah 2,1987 cm, dan diameter yang di gunakan adalah 4 cm (lebih besar dari pada diameter minimum).

4.7 Tegangan Maksimum

Maka tegangan maksimum dapat di hitung dari momen bending, momen torsi serta diameter poros sebagai berikut :

$$\begin{aligned}
 \tau_{\max} &= \sqrt{\left(\frac{16.Mb}{\pi.ds^3}\right)^2 + \left(\frac{16.Mt}{\pi.ds^3}\right)^2} \\
 &= \sqrt{\left(\frac{16.5760,61}{\pi . 1,574^3}\right)^2 + \left(\frac{16.1437.272}{\pi . 1,574^3}\right)^2} \\
 &= \sqrt{\left(\frac{92169,76}{12,2633}\right)^2 + \left(\frac{22996,352}{12,2633}\right)^2} \\
 &= \sqrt{7515,90^2 + 1875,217^2} \\
 &= \sqrt{56488781,65 + 3516439,826} \\
 &= \sqrt{60005221,48} \\
 &= 7746,303 \text{ lbf.in}
 \end{aligned}$$

Dari rumus (2.5a) maka syarat perencanaan adalah tegangan yang terjadi harus lebih kecil dari pada tegangan ijin pada rumus (2.5b).

$$\begin{aligned}
 \tau_{\max} &\leq \left(\frac{k_s.S_{yp}}{sf}\right) \\
 7746,303 \text{ lbf.in} &\leq \left(\frac{0,5 . 59000}{2}\right) \\
 7746,303 \text{ lbf.in} . 2 &\leq 0,5 . 59000 \text{ lbf.in} \\
 \frac{7756,33 . 2}{0,5} &\leq 59000 \text{ lbf.in} \\
 30985,21 \text{ lbf.in} &\leq 59000 \text{ lbf.in}
 \end{aligned}$$

4.8 Perhitungan Bantalan

4.8.1 Perhitungan Beban Ekvivalen

Besar gaya horizontal (F_H) dan gaya vertikal (F_V) sudah dihitung. Beban ekuivalen yang diterima oleh bantalan dapat dihitung menggunakan rumus :

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

Diketahui :

$$F_{CH} = 38,09 \text{ lbf}$$

$$F_{CV} = 939,756 \text{ lbf}$$

$$n = 312,5 \text{ rpm}$$

Besar gaya pada bantalan radial dapat di hitung dengan rumus :

$$\begin{aligned} F_r &= \sqrt{(F_{CH})^2 + (F_{CV})^2} \\ &= \sqrt{(38,09)^2 + (939,756)^2} \\ &= \sqrt{1450,848 + 883141,3395} \\ &= \sqrt{884592,1875} \\ &= 940,527 \text{ lbf} \end{aligned}$$

Sehingga besar gaya radial pada bantalan sebesar 940,527 lbf

Besar Beban Ekvivalen pada bantalan dapat di hitung dengan rumus :

$$P = F_s \{(X \cdot V \cdot F_r) + (Y \cdot F_a)\}$$

Dimana: F_s = Uniform and steady load ball bearing 1,0

F_r = Maka beban radial

F_a = Karena beban aksial tidak ada maka harga $F_a/(V \cdot F_r) \leq e$, jadi nilai $X=1$ dan $Y=0$ (sumber: *Deustschman, 1975:482*)

V = Faktor putaran konstan bernilai (1,0 untuk ring dalam berputar)

X = Faktor beban radial

Y = Faktor beban aksial

➤ Besar beban equivalen pada bantalan adalah :

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

$$P = 1 (1,0 . 1 . 940,527) + (0 . 0)$$

$$P = 940,527 \text{ lbf}$$

4.8.2 Umur Bearing

Setelah gaya radial dan beban equivalen dapat menghitung umur sebuah bearing / bantalan. Untuk mencari bearing/ bantalan yang akan digunakan adalah tipe ball bearing dengan diameter dalam bearing 40 mm karena disesuaikan dengan diameter poros.

Untuk menghitung umur bantalan dapat di gunakan rumus sebagai berikut :

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

Dimana :

L_{10h} = Umur bearing, jam – kerja

C = Beban dinamis (dapat dilihat dari table),
lbf

n = Putaran poros, rpm

P = Beban Ekvivalen (equivalent load)

b = Konstanta yang tergantung tipe beban.
($b = 3$ untuk ball bearing)

➤ Umur bearing adalah :

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

$$L_{10} = \left(\frac{9149,723 \text{ lbf}}{940,527 \text{ lbf}} \right)^3 \frac{10^6}{60 . 312,5 \text{ rpm}} \text{ jam kerja}$$

$$= 920,682 \times \frac{1000000}{18750} \text{ jam kerja}$$

$$= 49103,08 \text{ jam kerja}$$

4.9 Bentuk Desain Mesin Hammer Mill

➤ Bagian Hopper



Gambar 4.6 : Hopper

Bagian Hopper adalah salah satu bagian utama pada mesin Hammer Mill yang berguna untuk masuknya bahan baku terutama bahan baku limbah roti. Pada bagian ini terdapat sebuah jendela yang berguna untuk melihat bagian dalam dan tanpa membuka dahulu bagian hopper. Pada bagian ini dibuat seminim mungkin sambungan las sehingga dapat memperkokoh dari bagian hopper tersebut. Komponen ini terbuat dari bahan plat MS dengan tebal 3 mm dan dengan dimensi 606 x 466 mm. Dengan bentuk yang besar diharapkan dapat menampung bahan baku yang besar pula.

➤ Copper



Gambar 4.7 : Copper

Copper adalah bagian yang digunakan sebagai keluaran dari bahan baku terutama limbah roti yang telah di lakukan proses cacahan. Komponen ini terbuat dari bahan plat MS dengan tebal 3 mm. Pada komponen ini di sambungkan pada rangka dengan cara dilas sehingga dapat memperkokoh dan menempel pada bagian rangka. Bagian lubang copper dibuat sama dengan bagian masuk hopper dikarenakan bahan baku yang masuk dan keluar sama besarnya.

➤ Rangkain Pencacah pada Hammer Mill



Gambar 4.8 : Assembly hammer

Dengan bentuk Assembly Hammer seperti ini di harapkan dapat memaksimalkan proses pencacahan. Hammer yang tidak menyatu dengan poros pusat membuat hammer dapat berputar secara bebas guna menjadi pengaman apabila secara tidak sengaja benda yang lebih keras masuk ke dalam hopper sehingga dapat memperpanjang umur dari hammer tersebut. Pada assembly ini terdapat empat buah sekat, masing-masing sekat terdapat 10 hammer dengan desain hammer yang tidak sejajar tetapi dalam satu sekat bentuk hammer 3-2-3-2 yang berguna untuk meratakan area tumbukan. Dengan adanya sekat juga dapat meringankan beban pada poros penyangga hammer sehingga poros penyangga hammer tidak mudah patah. Komponen dari assembly hammer terdiri sebagai berikut :

A. Cincin Pengunci Hammer



Gambar 4.9 : Cincin Hammer

Komponen ini berguna sebagai pengunci hammer, agar hammer tidak dapat bergerak ke kanan dan kekiri. Cincin hammer ini berdiameter dalam 30 mm dan luar 35 mm. Komponen ini berjumlah 56 yang di gunakan untuk mengunci 40 hammer. Cincin hammer ini juga di kunci dengan agar tidak bergerak ke kanan dan kekiri sehingga apabila terjadi kerusakan mudah untuk di lepas dan di ganti karena tidak di paten.

B. Poros Penyangga Hammer



Gambar 4.10 : Poros Penyangga Hammer

Poros penyangga hammer dengan diameter 30 mm dan panjang 560 mm dengan jumlah 4 poros. Setiap 1 poros penyangga terdiri dari 10 hammer dan 14 cincin penyangga dan di tumpu dengan 5 sekat yang terhubung dengan poros pusat.

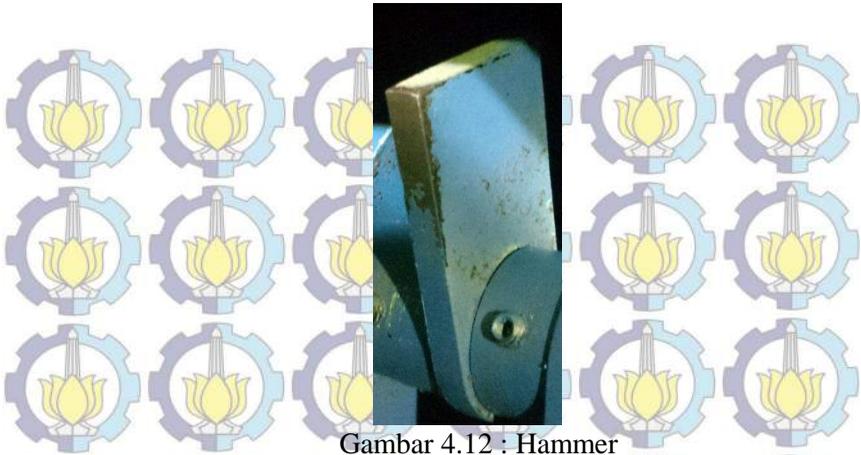
C. Sekat Penyangga Poros



Gambar 4.11 : Sekat Penyangga Poros

Sekat penyangga poros yang berjumlah 5 sekat. Komponen ini berdiameter 250 mm dengan tebal 10 mm. Sekat ini menopang 4 buah poros penyangga hammer dan langsung tersambung dengan poros pusat atau poros penggerak. Penyekat ini menyambung dengan poros pusat menggunakan pasak, agar apabila ada kerusakan atau perawatan mudah untuk di lepas dan di pasang kembali.

D. Hammer (pisau)



Gambar 4.12 : Hammer

Hammer adalah komponen terpenting pada mesin Hammer Mill ini. Hammer berguna untuk mencacah bahan baku khususnya limbah roti sehingga limbah roti yang berukuran besar setelah terkena pukulan secara terus menerus dari hammer tersebut, bahan baku dapat pecah menjadi ukuran yang di inginkan. Komponen ini berbahan baja amutit yang merupakan baja paduan dengan dimensi panjang 75 mm dan tebal 10 mm. Dengan dimensi yang tidak terlalu panjang sehingga hammer tidak mudah patah dan hammer ini tidak di paten pada poros pusat sehingga hammer dapat berputar secara bebas.

➤ Poros Penggerak



Gambar 4.13 : Poros utama

Poros adalah komponen terpenting yang berguna untuk meneruskan putaran. Komponen ini berdimensi 40 mm dan panjang 905 mm dengan bahan baja AISI 1045. Pada poros sengaja di beri lubang sedalam 5 mm yang berguna sebagai tempat pasak, agar komponen lain dapat menyatu atau tersambung dengan poros

➤ Strainer



Gambar 4.14 : Filter

Strainer adalah suatu komponen yang berguna untuk memberikan takaran bahan baku yang telah di lakukan proses cacahan agar hasil yang di dapat memenuhi keinginan. Filter ini diberi lubang-lubang sebesar 16 mm dan tebal 10 mm yang bertujuan agar hasil cacahan yang di inginkan tidak terlalu besar.

➤ Flywheel



Gambar 4. 15 : Flywheel (Roda Gila)

Pada gambar 4.28 terlihat pada bagian belakang dari pully adalah flywheel yang berupa poros pejal. Komponen ini berguna untuk mempertahankan rpm apabila mesin terkena beban lebih berat yang dapat mengakibatkan rpm menjadi tidak stabil atau turun. Roda gila ini terbuat dari besi dengan diameter 300 mm dan tebal 25 mm.

➤ Pulley dan Belt



Gambar 4.16 : Pulley dan Belt

Pulley adalah suatu komponen yang berguna untuk meneruskan putaran dari motor ke poros penggerak pada mesin hammer mill. Pulley yang di gunakan adalah pulley yang menggunakan 2 belt dengan diameter pulley 200 mm pada mesin pencacah sedangkan pulley pada motor deasel berdimensi 100 mm. Jadi perbandingan pulley yang di gunakan untuk mesin hammer mill ini adalah 2:1.

Belt adalah komponen yang berguna untuk meneruskan putaran dari pulley pada mesin deasel dengan pulley pada mesin pencacah. Belt yang digunakan untuk mesin ini adalah belt tipe B yang berjumlah 2 belt. Pada mesin ini menggunakan sistem transmisi dengan dua buah belt guna untuk mengantisipasi terjadinya slip pada pulley dan dapat memanjangkan umur dari belt tersebut.

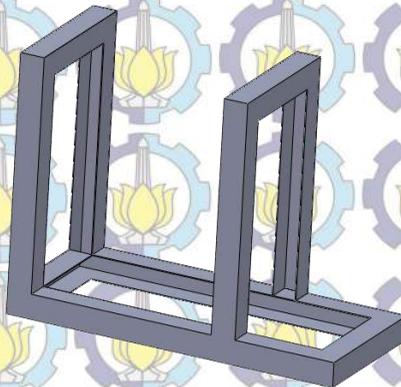
➤ Mesin Diesel



Gambar 4.17 : Mesin Deasel

Diesel adalah komponen terpenting pada mesin ini yang memberikan sumber dari putaran dan torsi yang di gunakan untuk menggerakkan mesin hammer mill ini sebagai pencacah limbah roti. Pada mesin ini di gunakan motor diesel dengan daya 8 PK dengan merk swen.

➤ Rangka



Gambar 4.18 :Rangka

Rangka adalah suatu komponen yang berguna untuk menopang dan menumpu agar mesin bekerja secara optimal tanpa mengalami getaran yang berlebihan. Rangka yang di gunakan dengan model U dengan bahan UMP80 agar dapat meminimalisir pengeluaran tetapi tetap mementingkan faktor keamanannya.

➤ Pillow Block



Gambar : 4.19 : Pillow Block

Pillow block atau yang biasa disebut juga dengan bantalah adalah komponen yang bertujuan untuk menumpu beban dari poros, hammer, flywheel, dan pulley. Bantalan yang digunakan pada mesin hammer mill ini adalah jenis UCP208-24 yang berdiameter dalam 40 mm dan mudah di dapatkan di pasaran.

4.10 Hasil Percobaan

Dari hasil percobaan maka di dapat dalam 1 menit menghasilkan 19,6 kg dengan metode pengujian sebagai berikut :

1. Limbah roti di ambil dan dimasukkan ke dalam hopper
2. Dimasukkan sebanyaknya selama 1 menit
3. Hasil yang di dapat lalu di timbang

Maka hasil yang di dapat dalam 1 jam adalah :

$$\begin{aligned} Q &= m \times 60 \text{ menit} \\ &= 19,6 \text{ kg} \times 60 \text{ menit} \\ &= 1,176 \text{ kg / jam} \end{aligned}$$

4.11 Spesifikasi Mesin dan Petunjuk Operasional



Gambar 4.20 : Spesifikasi Mesin Hammer Mill Sebagai Pencacah Limbah Roti

➤ Spesifikasi dari mesin hammer mill :

Dimensi : Panjang x Lebar x Tinggi
: 110 cm x 50 cm x 151 cm
Penggerak : Diesel 8 HP / 2600 RPM
Kapasitas : 1,176 kg/jam Kemel Wafer
Material Rangka : UMP-80
Material Body : Plat MS 3 mm
Material Pencacah : Baja S45C

Ukuran Mesh : 16 mm
Proses : Sistem Hammer dengan 40 pisau
Finishing : Cat

➤ Petunjuk Operasional :

1. Prosedur Sebelum Pemakaian

- a. Taruhlah mesin ditempat yang rata, dekat dengan tumpukan limbah yang akan di cacah.
- b. Bukalah bagian hopper dan periksalah : semua pencacah apakah dalam keadaan baik, bersihkan bagian dalam mesin dari kotoran dan benda asing.
- c. Putarlah bagian pencacah dengan tangan sehingga yakin tidak ada yang lepas atau bersentuhan/ bergesekan.
- d. Periksalah bagian transmisi : pully dan belt apakah dalam keadaan baik dan satu garis lurus, bila tidak dalam satu garis lurus maka belt akan cepat rusak sebelum waktunya.
- e. Lumasilah semua bantalan dengan minyak pelumas, periksa juga secara menyeluruh terhadap kemungkinan adanya mur, baur yang kendur.
- f. Periksalah mesin apakah sudah cukup oli, pendingin air, dan bahan bakarnya.

2. Cara Kerja

- a. Setelah semuanya siap, hidupkan mesin diesel dengan cara tekan dan tahan kopling serta putar engkol diesel dengan cepat hingga putaran menjadi ringan lalu lepas kopling perlahan dan lepas engkol diesel, biarkan sebentar mesin tanpa muatan lalu atur rpm. Periksalah posisi unit keseluruhan mesin, jangan sampai bergeser akibat getaran atau berpindah tempat.

Perhatian : Jangan sampai pada saat melepas kopling, engkol masih dalam keadaan menyatu dengan mesin, karena engkol dapat terlempar.

- b. Masukkan sedikit bahan limbah roti untuk memeriksa kemampuan mesin hammer mill.
- c. Setelah mesin siap dioperasikan, masukkan bahan limbah roti yang akan di cacah melalui bagian hopper secara kontinu sebanyak mungkin tanpa menimbulkan overload.
- d. Kurangi pemasukan bahan bila terasa akan menjadi *overloading*, terutama untuk bahan yang masih belum kering. Apabila mesin macet/ slip karena *overloading*, matikan mesin, bukalah tutup mesin dan bersihkan bagian dalamnya.
- e. Cegahlah jangan sampai ada benda asing (logam, mur, baut, kawat dsb) yang masuk kedalam mesin.
- f. Limbah berbentuk butiran yang keluar dari bagian copper telah siap untuk di kumpulkan dan dimasukkan kedalam karung penampung hasil cacahan limbah roti.
- g. Apabila proses cacahn telah selesai, mesin harus segera dibersihkan (terutama bagian dalamnya) untuk disimpan ditempat yang bersih dan kering, bila perlu diberi selimut agar tidak berkarat. Menyimpan mesin dalam keadaan kotor akan menjadikannya mesin sebagai sarang hama dan penyakit.



HALAMAN SENGAJA DI KOSONGKAN

BAB V

PENUTUP

5.1 Kesimpulan

Dari proses perencanaan dan pembahasan Tugas akhir dengan judul “RANCANG BANGUN MESIN HAMMER MILL SEBAGAI PENCACAH LIMBAH ROTI DENGAN KAPASITAS 1,5 TON/JAM” dapat disimpulkan bahwa :

1. Menggunakan mesin diesel 8 HP / 2600 RPM
2. Diameter poros hasil perhitungan 21,987 mm dan menggunakan diameter 40 mm dengan bahan Baja AISI 1045.
3. Menggunakan jenis bantalan UCP208-24 dengan diameter 40 mm yang memiliki umur pada bantalan = 49103,08 jam kerja
4. Mesin dapat beroperasi dengan baik, dengan kapasitas 1,176 ton/jam

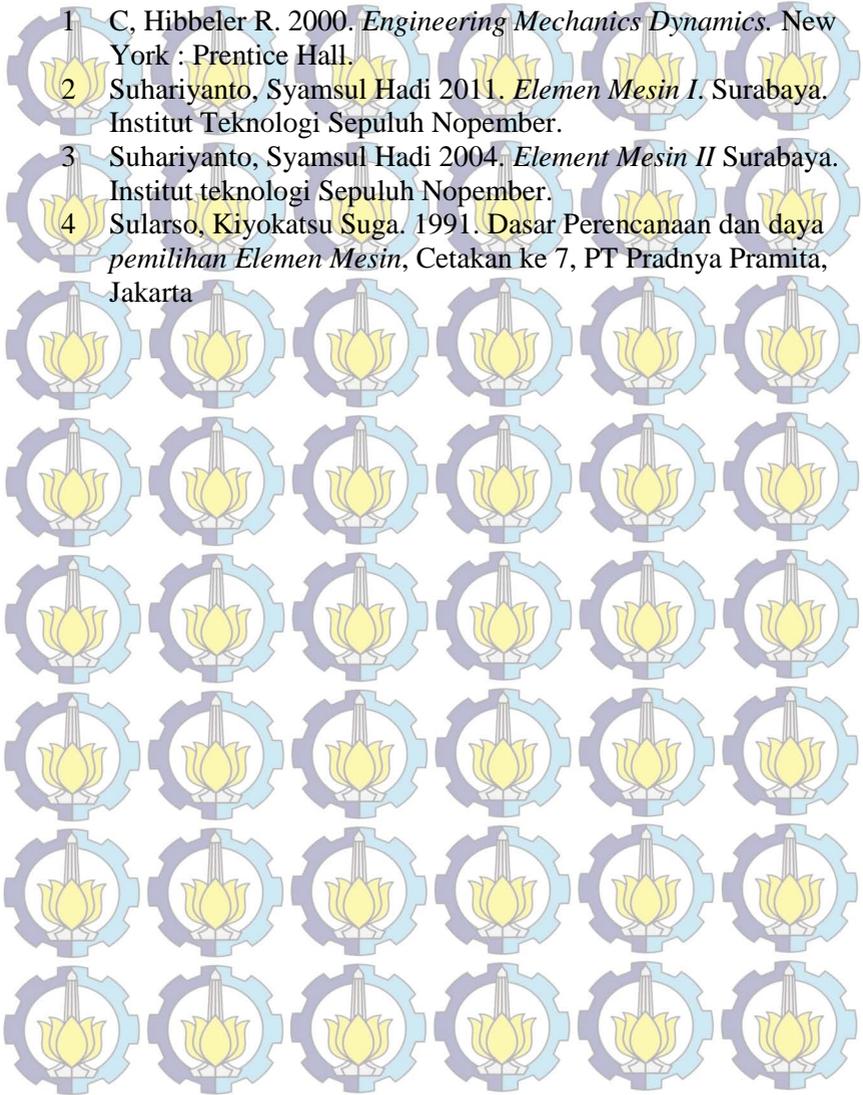
5.2 Saran

Adapun saran yang diberikan sebagai upaya untuk perbaikan masa yang akan datang, yaitu :

1. Sebaiknya pada saat memasukkan bahan baku limbah roti tidak secara manual tetapi menggunakan conveyor sehingga bahan baku yang masuk pada bagian hopper secara continue

DAFTAR PUSTAKA

- 1 C, Hibbeler R. 2000. *Engineering Mechanics Dynamics*. New York : Prentice Hall.
- 2 Suhariyanto, Syamsul Hadi 2011. *Elemen Mesin I*. Surabaya. Institut Teknologi Sepuluh Nopember.
- 3 Suhariyanto, Syamsul Hadi 2004. *Element Mesin II* Surabaya. Institut teknologi Sepuluh Nopember.
- 4 Sularso, Kiyokatsu Suga. 1991. *Dasar Perencanaan dan daya pemilihan Elemen Mesin*, Cetakan ke 7, PT Pradnya Pramita, Jakarta



LAMPIRAN 1. (Tabel Konversi Satuan .a)

TABLE. 1. *Conversion Factors*

Area		
$1 \text{ mm}^2 = 1.0 \times 10^{-6} \text{ m}^2$		$1 \text{ ft}^2 = 144 \text{ in.}^2$
$1 \text{ cm}^2 = 1.0 \times 10^{-4} \text{ m}^2 = 0.1550 \text{ in.}^2$		$1 \text{ in.}^2 = 6.4516 \text{ cm}^2 = 6.4516 \times 10^{-4} \text{ m}^2$
$1 \text{ m}^2 = 10.7639 \text{ ft}^2$		$1 \text{ ft}^2 = 0.092903 \text{ m}^2$
Conductivity		
$1 \text{ W/m-K} = 1 \text{ J/s-m-K}$		
$= 0.577789 \text{ Btu/h-ft-R}$		$1 \text{ Btu/h-ft-R} = 1.730735 \text{ W/m-K}$
Density		
$1 \text{ kg/m}^3 = 0.06242797 \text{ lbm/ft}^3$		$1 \text{ lbm/ft}^3 = 16.01846 \text{ kg/m}^3$
$1 \text{ g/cm}^3 = 1000 \text{ kg/m}^3$		
$1 \text{ g/cm}^3 = 1 \text{ kg/L}$		
Energy		
$1 \text{ J} = 1 \text{ N-m} = 1 \text{ kg-m}^2/\text{s}^2$		
$1 \text{ J} = 0.737562 \text{ lbf-ft}$		$1 \text{ lbf-ft} = 1.355818 \text{ J}$
$1 \text{ cal (Int.)} = 4.1868 \text{ J}$		$= 1.28507 \times 10^{-3} \text{ Btu}$
		$1 \text{ Btu (Int.)} = 1.055056 \text{ kJ}$
		$= 778.1693 \text{ lbf-ft}$
$1 \text{ erg} = 1.0 \times 10^{-7} \text{ J}$		
$1 \text{ eV} = 1.60217733 \times 10^{-19} \text{ J}$		
Force		
$1 \text{ N} = 0.224809 \text{ lbf}$		$1 \text{ lbf} = 4.448222 \text{ N}$
$1 \text{ kp} = 9.80665 \text{ N} (1 \text{ kgf})$		
Gravitation		
$g = 9.80665 \text{ m/s}^2$		$g = 32.17405 \text{ ft/s}^2$
Heat capacity, specific entropy		
$1 \text{ kJ/kg-K} = 0.238846 \text{ Btu/lbm-R}$		$1 \text{ Btu/lbm-R} = 4.1868 \text{ kJ/kg-K}$
Heat flux (per unit area)		
$1 \text{ W/m}^2 = 0.316998 \text{ Btu/h-ft}^2$		$1 \text{ Btu/h-ft}^2 = 3.15459 \text{ W/m}^2$
Heat transfer coefficient		
$1 \text{ W/m}^2\text{-K} = 0.17611 \text{ Btu/h-ft}^2\text{-R}$		$1 \text{ Btu/h-ft}^2\text{-R} = 5.67826 \text{ W/m}^2\text{-K}$
Length		
$1 \text{ mm} = 0.001 \text{ m} = 0.1 \text{ cm}$		$1 \text{ ft} = 12 \text{ in.}$
$1 \text{ cm} = 0.01 \text{ m} = 10 \text{ mm} = 0.3937 \text{ in.}$		$1 \text{ in.} = 2.54 \text{ cm} = 0.0254 \text{ m}$
$1 \text{ m} = 3.28084 \text{ ft} = 39.370 \text{ in.}$		$1 \text{ ft} = 0.3048 \text{ m}$
$1 \text{ km} = 0.621371 \text{ mi}$		$1 \text{ mi} = 1.609344 \text{ km}$
$1 \text{ mi} = 1609.3 \text{ m (US statute)}$		$1 \text{ yd} = 0.9144 \text{ m}$

LAMPIRAN 2.(Tabel Konversi Satuan .b)

TABLE (Continued) *Conversion Factors*

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

LAMPIRAN 3.(Tabel Konversi Satuan .c)

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	= $1 \text{ N/m}^2 = 1 \text{ kg/m-s}^2$	1 lbf/in. ²	= 6.894 757 kPa
1 bar	= $1.0 \times 10^5 \text{ Pa} = 100 \text{ kPa}$		
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 psi	= 0.068 95 bar
1 torr	= 1 mm Hg [0°C]	1 in. Hg [0°C]	= 0.49115 lbf/in. ²
1 mm Hg [0°C]	= 0.133 322 kPa	1 in. H ₂ O [4°C]	= 0.036126 lbf/in. ²
1 m H ₂ O [4°C]	= 9.806 38 kPa		
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

LAMPIRAN 4. (Tabel Standart Baja)

Nama	Standar jepang (JIS)	Standar Amerika (AISI), Inggris(BS) dan Jerman (DIN)
Baja Karbon Konstruksi Mesin	S25C S30C S35C S40C S45C S50C S55C	AISI 1025, BS060A25 AISI 1030, BS060A30 AISI 1035, BS060A35, DIN C35 AISI 1040, BS060A40 AISI 1045, BS060A45, DIN C45, CK 45 AISI 1050, BS060A50, DIN St 50.11 AISI 1055, BS060A55
Baja Tempa	SF 40,45,50,55	ASTM A 105-73
Baja Nikel Khrom	SNC SNC 22	BS 653M31 BS En36
Baja Nikel Khrom Molibden	SNCM 1 SNCM 2 SNCM 7 SNCM 8 SNCM 22 SNCM 23 SNCM 25	AISI 4337 BS830M31 AISI 8645, BS En100D AISI 4340, BS817M40, 816M40 AISI 4315 AISI 4320, BS En325 BS En39B
Baja Khrom	SCr 3 SCr 4 SCr 5 SCr 21 SCr 22	AISI 5135, BS530A36 AISI 5140, BS530A40 AISI 5145 AISI 5115 AISI 5120
Baja Khrom Molibden	SCM 2 SCM 3 SCM 4 SCM 5	AISI 4130, DIN 34CrMo4 AISI 4135, BS708A37, DIN34CrMo4 AISI 4140, BS708M40, DIN42CrMo4 AISI 4145, DIN50CrMo4

Lampiran 5. (Bahan Poros)

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

AISI Type	Condition	Tensile Strength, ksi	Yield Strength, ksi	Elongat. in 2 in., %	Reduction in Area, %	Hardness, BHN	Machinability (Based on 1112 = 100)
1010	HR	64	42	28	67	107	45
	CD	78	68	16	63	129	55
	CDA	64	48	28	65	131	55
1020	HR	65	43	36	59	143	50
	CD	78	66	20	55	156	65
	A	57	52	37	66	111	90
1035	N	64	50	36	68	131	75
	HR & turned	72	44	31	63	140	—
	CD	84	76	16	57	172	65
1040	A	67	50	31	58	126	—
	N	76	51	32	61	149	—
	HR	91	58	27	50	201	63
1045	CD	100	88	17	42	207	65
	A	75	51	30	57	149	—
	N	85	50	28	55	170	60
1050	HR	98	59	24	45	212	56
	CD	103	90	14	40	217	60
	A	90	55	27	54	174	60
1095	N	99	61	25	49	207	—
	HR	105	67	15	—	—	—
	CD	114	104	9	—	—	54
1095	A	92	43	24	40	187	—
	N	109	62	20	39	217	—
	HR	142	83	18	38	295	—
1118	A	95	38	13	21	192	—
	N	147	73	10	14	293	—
	HR	75	50	35	55	140	—
2330	CD	85	75	25	55	170	80
	A	65	41	35	67	131	80
	N	69	46	34	66	143	80
3140	CD	105	90	20	50	212	50
	A	86	61	28	58	179	50
	N	100	68	26	56	207	—
4130	CD	107	92	17	50	212	55
	A	100	61	25	51	197	55
	N	129	87	20	58	262	—
4130	HRA	86	56	29	57	183	65
	CDA	98	87	21	52	201	70
	N	97	63	26	60	197	50

SOURCE: *ASME Handbook—Material Properties*, McGraw-Hill Book Co., 1954; *Reference Data Book*, Joseph T. Jayson and Sons, Inc., 1965.
NOTE: HR = hot rolled, HRA = hot rolled annealed, CD = cold drawn, CDA = cold drawn annealed, HRN = hot rolled normalized, A = annealed, N = normalized.

LAMPIRAN 6. (Bahan Poros)

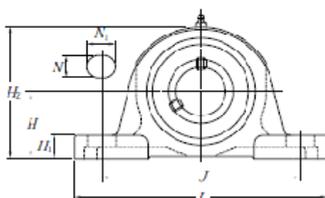
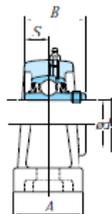
Table A-2 (continued)

AISI Type	Condition	Tensile Strength, ksi	Yield Strength, ksi	Elongat. in 2 in., %	Reduction in Area, %	Hardness, HB	Machinability (Based on 1112 = 100)
4140	HRA	90	63	27	58	187	54
	CDA	102	90	18	50	223	66
	N	148	95	18	47	302	—
4340	HRA	101	69	21	45	207	50
	CDA	110	99	16	42	223	50
	N	185	126	11	41	363	—
4620	HR	85	63	28	64	183	58
	CD	101	85	22	60	207	64
	A	74	54	31	60	149	55
	N	83	53	29	67	174	—
4640	CDA	117	95	15	43	235	55
	A	98	63	24	51	179	55
	N	123	87	19	51	248	—
5120	CD	92	77	20	55	187	65
	CDA	87	70	23	60	179	65
5140	CDA	105	88	18	52	212	60*
52100	HRA	100	81	25	57	192	45
	HRN	185	139	13	20	363	—
6150	CDA	111	95	14	44	223	45
	N	136	89	22	61	269	—
8620	HR	89	65	25	63	192	60
	CD	102	85	22	58	212	63
	A	78	56	31	62	149	—
	N	92	52	26	60	183	—
8640	CD	140	120	11	38	277	—
	CDA	107	90	14	45	217	60
8740	HRA	95	64	25	55	190	56
	CDA	107	96	17	48	223	66
	N	135	88	16	48	269	—
9255	HRA	113	71	22	41	229	45
	N	135	84	20	43	269	—
E9310	HR	115	75	22	58	241	45
	A	119	64	17	42	241	—
	N	132	83	19	58	269	—
9440	HR	123	80	18	47	241	—
	HRA	93	59	26	53	183	—
	N	110	72	25	58	223	—

Lampiran 7 (Tabel Bearing)

UCP (set screw locking)

d 12 – 55 mm



Ball dia. (mm) d	Dimensions (mm)										Bolt size	Unt No.	Housing No	Applicable bearing Basic load ratings (kN)		(Refer.) Unit Mass (kg)	
	H	J	L	A	H_1	H_2	N	N_1	B	S				C_T	C_{or}		
12	30.2	95	127	38	12	60	13	18	31	12.7	M10	UCP201	P203	UC201	12.8	6.85	0.83
15	30.2	95	127	38	12	60	13	18	31	12.7	M10	UCP202	P203	UC202	12.8	6.85	0.81
17	30.2	95	127	38	12	60	13	18	31	12.7	M10	UCP203	P203	UC203	12.8	6.85	0.80
20	33.3	95	127	38	13	64	13	18	31	12.7	M10	UCP204	P204	UC204	12.8	6.50	0.90
25	36.5	105	140	30	13	71	13	10	34.1	14.3	M10	UCP205	P205	UC205	14.0	7.35	0.90
	44.1	110	160	61	18	88	17	26	38.1	16.0	M11	UCPX06	PX06	UCX06	16.6	11.3	1.5
	45	130	175	45	18	85	17	20	38	15	M14	UCP305	P305	UC305	20.6	11.3	1.7
30	42.9	121	165	48	15	84	17	21	38.1	15.9	M14	UCP206	P208	UC206	16.5	11.3	1.3
	47.6	127	175	57	17	93	17	25	42.9	17.5	M14	UCPX06	PX08	UCX06	25.7	15.4	2.1
	50	140	180	50	17	95	17	20	43	17	M14	UCP306	P308	UC306	26.7	15.0	2.2
35	47.0	127	167	46	10	93	17	21	42.9	17.5	M14	UCP207	P207	UC207	25.7	15.4	1.5
	54	144	203	57	19	100	17	30	49.2	19	M14	UCPX07	PX07	UCX07	26.1	17.8	2.7
	56	160	210	56	19	107	17	25	48	19	M14	UCP307	P307	UC307	35.4	19.3	3.0
40	49.2	137	184	54	17	98	17	21	49.2	19	M14	UCP208	P208	UC208	26.1	17.8	2.0
	58.7	156	222	67	21	114	20	32	49.2	19	M16	UCPX08	PX08	UCX08	32.7	20.3	3.5
	60	170	220	60	19	116	17	27	52	19	M14	UCP308	P308	UC308	40.7	24.0	3.9
45	54	146	190	54	17	106	17	21	49.2	19	M14	UCP209	P209	UC209	32.7	20.3	2.2
	58.7	156	222	67	21	116	20	33	51.8	19	M16	UCPX09	PX09	UCX09	36.1	23.3	3.7
	67	180	245	67	21	132	20	30	57	22	M10	UCP309	P309	UC309	46.9	28.5	4.9
50	57.2	156	208	60	19	113	20	22	51.8	19	M16	UCP210	P210	UC210	36.1	23.3	2.0
	63.5	171	241	73	22	126	20	36	56.8	22	M16	UCPX10	PX10	UCX10	45.4	28.4	4.8
	75	212	275	75	24	146	20	35	61	22	M16	UCP310	P310	UC310	62.0	38.3	6.3
55	63.5	171	219	60	19	125	20	22	55.8	22.2	M16	UCP211	P211	UC211	45.4	29.4	3.8
	69.8	184	260	79	23	135	25	36	65.1	25.4	M20	UCPX11	PX11	UCX11	52.4	38.2	6.5
	80	236	310	80	27	156	20	38	66	25	M16	UCP311	P311	UC311	71.6	40.0	7.9

Lampiran 8 (Koefisien shear)

Dalam aplikasinya hubungan antara tegangan-tegangan tersebut secara umum sering memakai hubungan sebagai berikut :

$$\sigma_{syp} = k_s \cdot \sigma_{yp} \text{ dimana : } k_s = (0,6 - 0,8)$$

$$\sigma_{cyp} = k_c \cdot \sigma_{yp} \text{ dimana : } k_c = (1,0 - 1,2)$$

$$\sigma_{byp} = k_b \cdot \sigma_{yp} \text{ dimana : } k_b = (0,8 - 1,0)$$

Lampiran 9 (Ball Bearing Service Factors, F_s)

Ball bearing service factors, F_s

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

Lampiran 10 (Safet Factor)

Joseph P Vidosis (dalam buku “ *Machine Design Projects*”) memberikan *safety factor* berdasarkan tegangan luluh , sebagai berikut :

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

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

1. Beban Statis : $sf = 1,25 \div 2$
2. Beban Dinamis : $sf = 2,1 \div 3$
3. Beban Kejut : $sf = 3,1 \div 5$

Lampiran 11

Table 9-5 Factor X and Y for ball and roller bearings

Contact Angle α , deg	$\frac{iF_a^1}{C_o}$	Single-Row Bearing ²		Double-Row Bearing ³				ϵ	F_a/mnd^2
		$F_a/VF_r > \epsilon$		$F_a/VF_r < \epsilon$		$F_a/VF_r > \epsilon$			
		X	Y	X	Y	X	Y		
Radial-contact groove ball bearing⁴									
	0.014 0.028 0.056 0.084 0.11 0.17 0.28 0.42 0.56	0.56	2.30 1.99 1.71 1.55 1.45 1.31 1.15 1.04 1.00	1.0	0	0.56	2.30 1.99 1.71 1.55 1.45 1.31 1.15 1.04 1.00	0.19 0.22 0.26 0.28 0.30 0.34 0.38 0.42 0.44	25 50 100 150 200 300 500 750 1000
Angular-Contact groove ball bearings⁴									
	0.014 0.028 0.056 0.085 0.11 0.17 0.28 0.42 0.56	0.56	Use X, Y, and ϵ values applicable to single-row radial-contact bearings	1.0	2.78 2.40 2.07 1.87 1.75 1.58 1.39 1.26 1.21	0.78	3.74 3.23 2.78 2.52 2.36 2.13 1.87 1.69 1.63	0.23 0.26 0.30 0.34 0.36 0.40 0.45 0.50 0.52	25 50 100 150 200 300 500 750 1000
5	0.014 0.029 0.057 0.086 0.11 0.17 0.29 0.43 0.57	0.46	1.88 1.71 1.52 1.41 1.34 1.23 1.10 1.01 1.00	1.0	2.18 1.98 1.76 1.63 1.55 1.42 1.27 1.17 1.16	0.75	3.06 2.78 2.47 2.29 2.18 2.00 1.79 1.64 1.63	0.29 0.32 0.36 0.38 0.40 0.44 0.49 0.54 0.54	25 50 100 150 200 300 500 750 1000
10	0.015 0.029 0.058 0.087 0.12 0.17 0.29 0.44 0.58	0.44	1.47 1.40 1.30 1.23 1.19 1.12 1.02 1.00 1.00	1.0	1.65 1.57 1.46 1.38 1.34 1.26 1.14 1.12 1.12	0.72	2.39 2.28 2.11 2.00 1.93 1.82 1.66 1.63 1.63	0.38 0.40 0.43 0.46 0.47 0.50 0.55 0.56 0.56	25 50 100 150 200 300 500 750 1000
15	0.015 0.029 0.058 0.087 0.12 0.17 0.29 0.44 0.58	0.44	1.47 1.40 1.30 1.23 1.19 1.12 1.02 1.00 1.00	1.0	1.65 1.57 1.46 1.38 1.34 1.26 1.14 1.12 1.12	0.72	2.39 2.28 2.11 2.00 1.93 1.82 1.66 1.63 1.63	0.38 0.40 0.43 0.46 0.47 0.50 0.55 0.56 0.56	25 50 100 150 200 300 500 750 1000
20		0.43	1.00	1.0	1.09	0.70	1.63	0.57	
25		0.41	0.87	1.0	0.92	0.67	1.41	0.68	
30		0.39	0.76	1.0	0.78	0.63	1.24	0.80	
35		0.37	0.66	1.0	0.66	0.60	1.07	0.95	
40		0.35	0.57	1.0	0.55	0.57	0.93	1.14	
Self-aligning ball bearings									
		0.40	0.4 cot α	1.0	0.42 cot α	0.65	0.65 cot α	1.5 tan α	
Roller-bearings, self-aligning, tapered⁵									
$\alpha \neq 90$		0.4	0.4 cot α	1.0	0.45 cot α	0.67	0.67 cot α	1.5 tan α	

BIOGRAFI PENULIS



Penulis dilahirkan di Surabaya pada tanggal 04 Agustus 1993 dari pasangan Bapak Soehariyanto dan Ibu Lilik Sukawati yang merupakan putra kedua dari dua bersaudara. Penulis telah menempuh pendidikan formal dari TK Al-Iklas, SD Negeri Sidoklumpuk I, SMP Negeri 6 Sidoaarjo, SMA Negeri I Gedangan. Setelah lulus SMA pada tahun 2011 penulis melanjutkan pendidikan ke jenjang perguruan tinggi dan diterima di jurusan Diploma 3 Teknik Mesin FTI-ITS Surabaya dengan NRP 2111 030 040.

Di jurusan D3 Teknik Mesin penulis mengambil bidang keahlian Konversi Energi.

Cp : 085730779533

Email : andrinusantarap@yahoo.com