



TUGAS AKHIR – TM 090340

**RANCANG BANGUN MESIN PEMOTONG SINGKONG
MENGUNAKAN MEJA TRANSLASI DENGAN
PENGGERAK PEDAL KAKI**

**RICHARD WACHJU WIJAYA
NRP. 2110030057**

**Dosen pembimbing
Ir. Nur Husodo, MSc.**

**PROGRAM STUDI D3 TEKNIK MESIN
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2014**



Final Project – TM 090340

**DESIGN BUILD CASSAVA CUTTING MACHINE
USING TRANSLATION TABLE WITH PEDAL
DRIVE**

**RICHARD WACHJU WIJAYA
NRP. 2110030057**

**Advisor :
Ir. Nur Husodo, MSc.**

**DIPLOMA OF MECHANICAL ENGINEERING
DEPARTMENT
Faculty of Industrial Technology
Sepuluh Nopember Institute of Technology
Surabaya 2014**

RANCANG BANGUN MESIN PEMOTONGP SINGKONG MENGUNAKAN MEJA TRANSLASI DENGAN PENGGERAK PEDAL KAKI

Nama Mahasiswa : Richard Wachju Wijaya
NRP : 2110030057
Jurusan : D3 Teknik Mesin
FTI-ITS
Dosen Pembimbing : Ir. Nur Husodo, MSc.

Abstrak

Indonesia merupakan negara penghasil singkong terbesar ketiga di dunia. Namun industri rumahan penghasil keripik singkong saat ini masih banyak menggunakan metoda potong yang sederhana , yaitu dengan menggunakan alat potong manual, sehingga memerlukan banyak tenaga dan waktu yang cukup lama. Salah satu alternatif untuk menambah efisiensi dan produktifitas yaitu dengan membuat mesin potong dengan mekanisme pedal kaki.

Pembuatan mesin pemotong singkong ini diawali dengan merancang desain dan mekanisme penggerak pisau. Kemudian melakukan perhitungan yang dimulai dengan mencari gaya potong pada singkong kemudian menghitung besar gaya yang ditransmisikan pada pedal dan gaya-gaya yang bekerja pada elemen-elemen mesin yang digunakan (poros, pasak, bantalan, rantai, dan sproket). Setelah pembuatan mesin, dilakukan pengujian untuk mengetahui kapasitas yang dapat dihasilkan oleh mesin pemotong singkong.

Dari percobaan didapatkan gaya potong singkong rata-rata sebesar 32,34 N. Penggerak menggunakan pedal kaki. Kapasitas yang dihasilkan sebesar 22,27 kg/jam (untuk singkong Ø 7mm dengan tebal 1,6mm).

Kata kunci: *singkong, pedal, pemotong singkong, keripik, ketebalan potong*

DESIGN BUILD CASSAVA CUTTING MACHINE USING TRANSLATION TABLE WITH PEDAL DRIVE

College Student name : Richard Wachju Wijaya
NRP : 2110030057
Departement : D3 Mechanical Engineering
FTI - ITS
Counsellor lecturer : Ir. Nur Husodo, Msc.

Abstract

Indonesia is the third largest producer of cassava in the world. But the home industry producing cassava chips are still many pieces using a simple method, using manual cutting tools, so it takes a lot of effort and a long time. One alternative to increase efficiency and productivity by creating a cutting machine with foot pedal mechanism.

Cassava cutting machine manufacture begins by designing shape and blade drive mechanism. Then do a calculation that started with find at cassava cutting force then calculate the magnitude of force transmitted to the pedal and the forces that work on the elements of the machine used (shaft, pins, bearings, chain, and sprocket). After making machine, testing to determine the capacity that can be produced by a cassava cutting machine.

From the cassava cutting force experiment obtained an average of 32,34 N. Driver of using a foot pedal. The resulting capacity of 22,27 kg / hour (for cassava Ø 7mm with 1,6mm thickness).

Key word: cassava, pedal, cassava cutter, chips, crosscut thickness

**RANCANG BANGUN MESIN PEMOTONG SINGKONG
MENGUNAKAN MEJA TRANSLASI DENGAN
PENGGERAK PEDAL KAKI**

TUGAS AKHIR

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

Oleh :

RICHARD WACHJU WIJAYA
NRP. 2110030057

Disetujui oleh Pembimbing Tugas Akhir :

Ir. Nur Husodo, MSc.....(Pembimbing)
NIP. 196104211987011001



SURABAYA
JANUARI, 2014

KATA PENGANTAR

Puji syukur kita ucapkan kepada Allah SWT yang telah memberikan rahmat dan hidayah-Nya sehingga penulis dapat menyelesaikan Tugas Akhir dengan judul “RANCANG BANGUN MESIN PEMOTONG SINGKONG MENGGUNAKAN MEJA TRANSLASI DENGAN PENGGERAK PEDAL KAKI“ dalam rangka memenuhi salah satu syarat memperoleh gelar Ahli Madya Teknik Mesin pada Bidang Studi Manufaktur Program Studi Diploma III Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknologi Industri Insitut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya.

Dalam penyusunan Tugas Akhir ini, penulis menyadari bahwa penyusunan ini tidak akan berhasil apabila tanpa ada bimbingan, bantuan, dukungan dan kerjasama dari berbagai pihak. Oleh karena itu, penulis mengucapkan terima kasih kepada:

1. Allah SWT dan Kedua orang tua tercinta serta saudara-saudari penulis yang selalu memberi restu, nasehat, do'a dan dorongan.
2. Bapak Ir.Nur Husodo, MSc , selaku dosen pembimbing tugas akhir, yang telah banyak memberi pengarahan serta bimbingan kepada kami untuk menyelesaikan tugas akhir ini.
3. Ibu Liza Rusdiyana, ST, MT, selaku koordinator Tugas Akhir.
4. Bapak Dosen Tim Penguji, yang telah banyak memberikan masukan dan saran demi kesempurnaan Tugas Akhir ini.
5. Seluruh Bapak dan Ibu dosen yang telah membimbing dan membekali ilmu kepada penulis selama penulis menempuh pendidikan di kampus tercinta ini, Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya.
6. Cak Slamet selaku mekanik di UPT Pande Besi Ngingas yang telah membantu mewujudkan alat.
7. Teman-teman kelas D3 Teknik Mesin, terutama angkatan 2010, terima kasih atas dukungannya, persahabatan dan

kebersamaan semoga tetap utuh selamanya. Ganbatte Kudasai.....

8. Patner TA Agung Hidayatullah dan Satria Wahyu yang selalu bersama dalam suka dan duka
9. Teman-teman tim ngopi Jinul, Riza, dan Rendy terima kasih telah menemani ngopi dan membantu menghilangkan stres dalam penyelesaian tugas akhir ini.
10. Bapak Mukrim selaku pemilik home industry “FARI” yang telah membantu dalam pengambilan data dan pengamatan lapangan dalam penyelesaian tugas akhir ini.

Semoga Allah SWT selalu memberikan perlindungan, rahmat dan nikmat-Nya bagi kita semua. Amin.

Semoga dengan adanya Tugas Akhir yang penulis susun ini, dapat memberikan ilmu pengetahuan yang berguna, baik bagi bangsa dan negara maupun pengembangan dalam kemajuan industri kecil.

Tidak ada gading yang tidak retak, penulis menyadari bahwa di dunia ini tidak ada sesuatu yang sempurna, demikian juga untuk Tugas Akhir ini. Oleh karena itu, dengan segala kerendahan hati, penulis mengharapkan kritik dan saran dari pembaca agar kelak berguna dikemudian hari.

Surabaya, Januari 2014
Penulis

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL	i
LEMBAR PENGESAHAN	iii
ABSTRAK	iv
ABSTRACT	v
KATA PENGANTAR	vi
DAFTAR ISI	viii
DAFTAR GAMBAR	xi
BAB I : PENDAHULUAN	1
1.1 Latar Belakang	1
1.2 Rumusan Masalah	1
1.3 Batasan Masalah	2
1.4 Tujuan Dan Manfaat	2
1.5 Sistematika Penulisan	3
BAB II : TINJAUAN PUSTAKA	5
2.1 Tinjauan Pustaka	5
2.2 Mesin Pemotong Singkong.....	6
2.3 Singkong.....	10
2.4 Sproket (<i>Sprocket</i>)	11
2.5 Rantai (<i>Chain</i>)	12
2.5.1 Rantai Gigi (<i>Silent Chain</i>)	12
2.5.2 Rantai Rol (<i>Roller Chain</i>)	13
2.5.3 Daya Desain Dan Torsi	13
2.5.4 Ukuran Rantai	14
2.5.5 Diameter Dan Jumlah Gigi Sproket	14
2.5.6 Kecepatan Rantai	15
2.5.7 Panjang Rantai	15
2.5.8 Gaya Pada Rantai	15
2.6 Perencanaan Pada Poros	16
2.6.1 Bidang Horizontal Dan Vertikal	17
2.6.2 Menghitung Momen Terbesar	17
2.6.3 Bahan Poros Yang Aman	18
2.7 Perencanaan Pasak	19

2.7.1 Tinjauan Terhadap Tegangan Geser	20
2.7.2 Panjang Pasak Untuk Tegangan Geser	21
2.7.3 Tegangan Kompresi Pada Pasak	21
2.2.5 Panjang Pasak Untuk Tegangan Kompresi	21
2.8 Bantalan	22
2.8.1 Gaya Radial Bantalan	24
2.8.2 Beban Ekuivalen	24
2.8.3 Umur Bantalan	25
BAB III : METODOLOGI	27
3.1 Diagram Alir Perencanaan	28
3.2 Prinsip Kerja Mesin Pemotong Singkong	32
3.3 Kriteria Singkong Untuk Produksi	33
3.4 Prosedur Pengujian	33
BAB IV : HASIL DAN PEMBAHASAN	35
4.1 Menentukan Panjang Langkah Pemotongan	35
4.1.1 Posisi Awal Pemotongan	37
4.1.2 Posisi Tengah Pemotongan	37
4.1.3 Posisi Akhir Pemotongan	38
4.2 Menentukan Gaya Potong Singkong	38
4.3 Menghitung Tegangan Geser Singkong	39
4.4 Menghitung Gaya Potong 4 Singkong	40
4.5 Menghitung Gaya Pada Papan Pisau	41
4.6 Menghitung Torsi Pada Disk	42
4.7 Menghitung Gaya Pada Sproket Transmisi	43
4.8 Menghitung Gaya Pada Pedal Kaki	44
4.9 Menghitung Putaran Mesin	45
4.10 Menghitung Kapasitas Mesin	45
4.11 Menghitung Daya Perencanaan Mesin	46
4.12 Perencanaan Rantai	47
4.12.1 Pemilihan Jenis dan Ukuran Rantai	47
4.12.2 Menghitung Pitch Circle Diameter (PCD)	47
4.12.3 Menghitung Kecepatan Rantai	48
4.12.4 Menghitung Gaya Pada Rantai	49
4.12.5 Menentukan Sudut Kontak Rantai	49
4.12.6 Menghitung Tegangan Rantai	50

4.12.7 Menghitung Panjang Rantai	51
4.13 Menghitung Gaya Berat Sproket	52
4.14 Menghitung Gaya Berat Disk	52
4.15 Perencanaan Poros	52
4.15.1 Menghitung Gaya Sproket Terhadap Poros	52
4.15.2 Menghitung Gaya Disk Terhadap Poros	53
4.15.3 Diagram Benda Bebas	54
4.15.4 Menghitung Momen Terbesar Poros	65
4.15.5 Menghitung Tegangan Geser Terbesar Poros	65
4.15.6 Menghitung Momen Torsi Poros	66
4.15.7 Menghitung Momen Tahanan Polar Poros	66
4.15.8 Menghitung Tegangan Puntir Poros	67
4.15.9 Menghitung Tegangan Maksimum Poros	67
4.15.10 Menghitung Syarat Bahan Poros Aman	68
4.16 Perencanaan Pasak	69
4.16.1 Menghitung Panjang Pasak	69
4.16.2 Menghitung Tegangan Kompresi Pasak	70
4.16.3 Menghitung Syarat Bahan Pasak Aman	70
4.17 Perhitungan bantalan	71
4.17.1 Menghitung Gaya Radial Bantalan	71
4.17.2 Menghitung Beban Ekuivalen	72
4.17.3 Menghitung Umur Bantalan	72
BAB V : KESIMPULAN	75
5.1 Kesimpulan	75
5.2 Saran	76
DAFTAR PUSTAKA	77
LAMPIRAN	

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1 Pemotong singkong sederhana	7
Gambar 2.2 Mesin pemotong singkong secara manual	7
Gambar 2.3 Mesin pemotong singkong dengan motor	8
Gambar 2.4 Mesin pemotong singkong dengan 4 hopper	9
Gambar 2.5 Singkong	10
Gambar 2.6 Sproket	11
Gambar 2.7 Silent chain	12
Gambar 2.8 Roller chain	13
Gambar 2.9 Poros	16
Gambar 2.10 Pasak	19
Gambar 2.11 Bantalan	22
Gambar 3.1 Flowchart Perencanaan Pembuatan mesin pemotong singkong	27
Gambar 3.2 Sket mesin pemotong singkong	29
Gambar 3.3 Percobaan awal	29
Gambar 3.4 Hasil pembuatan mesin pemotong singkong	31
Gambar 3.5 Prinsip kerja mesin pemotong singkong	32
Gambar 3.6 Posisi dan kedudukan pisau	33
Gambar 4.1 Posisi corong dan pisau pada saat awal pemotongan	35
Gambar 4.2 Posisi corong dan pisau pada saat akhir pemotongan	36
Gambar 4.3 Posisi awal pemotongan	37
Gambar 4.4 Posisi tengah pemotongan	37
Gambar 4.5 Posisi akhir pemotongan	38
Gambar 4.6 Percobaan awal	38
Gambar 4.7 Analisa gaya pada papan pisau	41
Gambar 4.8 Dimensi papan pisau	41
Gambar 4.9 Sket disk	43
Gambar 4.10 Disk pada posisi 90°	53
Gambar 4.11 Diagram benda bebas	54
Gambar 4.12 Sket pasak	69
Gambar 4.13 Gaya pada bantalan	53

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Berdasarkan hasil pengamatan pada *home industry* kripik singkong bernama “FAHRI” yang dimiliki oleh Bapak Mukrim (085258032437) didesa Lemah Kembar, Kec,Sumberasih, Kab.Probolinggo (Jawa Timur). *Home industry* tersebut memproduksi kripik singkong dengan kapasitas satu kwintal per empat jam yang dikerjakan oleh empat karyawan. Pemotongan singkong masih menggunakan cara yang sederhana dan manual yaitu,dengan menggunakan alat serut manual.

Cara pengerjaan yang sederhana dan manual tersebut menyebabkan proses produksi membutuhkan banyak tenaga dan waktu yang cukup lama. Dari segi efisiensi dan produktifitas masih terbilang cukup rendah.

Salah satu alternatif agar dalam proses pemotongan singkong ini tidak dibutuhkan banyak tenaga dan waktu yang lama, adalah dengan menciptakan mesin potong dengan metode *reciprocating* (2010) dan kemudian dengan metode *cam follower* (2011) menggunakan empat corong dan empat mata pisau yang digerakkan oleh motor listrik. Namun mesin ini memiliki kelemahan apabila listrik mati, maka proses produksi akan terhenti.

Agar proses produksi tetap berjalan meskipun dalam keadaan listrik mati, maka perlu penggerak manual dengan mekanisme pedal. Sehingga diharapkan mampu untuk menghasilkan produktifitas yang tinggi, dan nantinya dapat dikembangkan di industri-industri kecil.

1.2 Rumusan Masalah

Dengan mengetahui latar belakang yang ada, maka masalah yang muncul adalah merancang mekanisme, mendesain dan mewujudkan mesin pemotong singkong dengan mekanisme

pedal kaki. Perhitungan dilakukan dengan mencari besarnya gaya pemotongan, *sprocket*, rantai, poros, pasak, *bearing* serta kapasitas produksi yang dihasilkan.

1.3 Batasan Masalah

Pada pembahasan yang ada, maka dilakukan suatu batasan masalah agar pembahasan tidak meluas, di antara batasan tersebut antara lain :

1. Material yang dipotong adalah singkong muda yang berumur sekitar 7-8 bulan.
2. Dimensi singkong yang dapat masuk ke dalam corong maksimal mempunyai diameter 70mm dan panjang 200mm.
3. Analisa kekuatan rangka mesin (sambungan las) diasumsikan aman.
4. Getaran yang terjadi pada mesin tidak dilakukan perhitungan.
5. Penggerak menggunakan pedal manual yang diasumsikan memiliki putaran konstan 30 rpm

1.4 Tujuan dan Manfaat

Tujuan dan manfaat dari pembuatan Tugas Akhir ini adalah:

1. Didapatkan hasil potong yang lebih bagus (tebal yang sama tiap potong) untuk pembuatan kripik singkong.
2. Diketahui besarnya gaya elemen-elemen mesin (*gear*, rantai, poros, pasak, *bearing*), dan daya yang digunakan agar tidak mengalami kegagalan pada saat proses pemotongan.
3. Dapat diterapkan di industri-industri kecil yang masih menggunakan cara sederhana.
4. Dapat menjadi sarana untuk menjaga kesehatan tubuh.
5. Dapat digunakan ketika mengalami listrik padam.
6. Menerapkan suatu mesin yang ramah lingkungan.

1.5 Sistematika Penulisan

Penyusunan Tugas Akhir ini terbagi dalam lima bab yang secara garis besar dapat dijelaskan sebagai berikut :

Bab I. PENDAHULUAN

Pada bab ini membahas bagaimana tinjauan umum tentang latar belakang masalah, tujuan, batasan masalah dan sistematika penulisan laporan tugas akhir.

Bab II. TINJAUAN PUSTAKA

Pada bab ini dijelaskan mengenai teori penunjang dan dasar perhitungan yang mendukung dalam pembuatan laporan tugas akhir.

Bab III. METODOLOGI

Pada bab ini akan dibahas mengenai metodologi perencanaan pembuatan alat, diagram alir pembuatan alat dan proses mekanisme kerja.

Bab IV. HASIL DAN PEMBAHASAN

Pada bab ini dijelaskan mengenai tentang pengujian elemen mesin yang didapat setelah perencanaan dan perhitungan elemen mesin.

Bab V. KESIMPULAN

Memuat kesimpulan berdasarkan tujuan Tugas Akhir dan rumusan masalah yang dibuat.

DAFTAR PUSTAKA

LAMPIRAN

HALAMAN INI SENGAJA DIKOSONGKAN

BAB II

DASAR TEORI

2.1 Tinjauan Pustaka

Pembuatan mesin pemotong singkong dengan metode pedal kaki berdasarkan mesin-mesin pemotong singkong sebelumnya yang telah dilakukan beberapa kali diantaranya :

1. Nikolaus Winandar dan M.Hafidin (2004) “Mesin Pemotong Singkong Automatis” menggunakan metoda *circular* dengan kapasitas yang dihasilkan sebesar 41,7 kg/jam, putaran *disk* 222 rpm digerakkan oleh motor 0,5 HP 1 phase menghasilkan ketebalan potongan 2mm.
2. Andik Pasisko (2005) ”Mesin Pemotong Ketela” yang menggunakan metode *circular* dengan piringan dan 2 buah *blade* yang digerakkan oleh motor 0,5 HP menghasilkan putaran 575,9 rpm. Kapasitas yang dihasilkan mesin sebesar 1000 kg/jam dengan hasil potongan tebal rata-rata 2,22 mm. Meskipun kapasitas mesin besar,tetapi kekurangan mesin ini adalah hasil potongan memanjang.Sehingga dilihat dari segi bentuk masih kurang proporsional.
3. Bambang Hermanto dan Andi Setiyono (2007) “Modifikasi Mesin Pemotong Singkong Kontinyu dengan Hasil Potongan Berbentuk Oval dan empat persegi panjang”. Menggunakan metode potongan *circular* dengan 2 buah pisau yang tidak simetris menghasilkan kapasitas 360 kg/jam dengan ketebalan 2 mm, digerakkan oleh motor 0,75 HP menghasilkan putaran *disk* 300 rpm.
4. Riyadi (2009) ”Perencanaan Mekanisme dan Daya Pada Mesin Pemotong Ketela” menggunakan metode *circular* yang digerakkan oleh motor 0,5 HP menghasilkan putaran 500 rpm. Kapasitas yang dihasilkan mesin sebesar 73 kg/jam dengan hasil potongan tebal rata-rata 2,01mm. Meskipun kapasitas mesin besar, tetapi

kekurangan mesin ini adalah gaya tekan yang dihasilkan oleh pegas untuk mendorong singkong tidak efektif untuk jangka waktu yang lama.

5. Setyo Wahyu Pamungkas dan Eko Pristiwanto (2010) “Rancang Bangun Mesin Pemotong Singkong Dengan Menggunakan Metode Reciprocating” yang digerakkan oleh motor 0,5 HP dengan putaran 126 rpm. Kapasitas yang dihasilkan 50kg/jam dengan tebal hasil pemotongan rata-rata 2mm.
6. Imelda Magdalena dan Didit Eko Prahmana Sardi (2011) “Rancang Bangun Mesin Pemotong Singkong Dengan Menggunakan Metode Cam Follower” dengan 4 mata pisau dan 4 corong yang digerakkan oleh motor 0,75 HP dengan putaran 55 rpm.

Berdasarkan hasil pembuatan dan analisa mesin potong diatas, maka diharapkan untuk dapat membuat mesin potong singkong menggunakan 6 *Cam Follower* dengan 4 mata pisau dan 4 corong yang digerakkan oleh mekanisme pedal dengan ketebalan hasil pemotongan yang dapat disesuaikan.

2.2 Mesin Pemotong Singkong

Pada era dimana teknologi telah berkembang, kini mesin pemotong singkong memiliki peran penting dalam industry khususnya industry pengolahan singkong menjadi kripik singkong. Awalnya alat pemotong singkong hanya berupa sebilah kayu yang didalamnya diberi pisau yang cukup tajam sebagai pemotongnya. Cara kerja dari alat pemotong yang sederhana ini adalah dengan menekan dan menggeser singkong. Karena tekanan yang dihasilkan pada permukaan singkong tersebut maka beban pada singkong terpusat pada pisau kemudian untuk terpotongnya pada singkong ini cukup ditekan pada permukaan yang tergores pada singkong tersebut.



Gambar 2.1 Pemotong Singkong Sederhana

Proses memotong dengan alat potong sederhana membutuhkan waktu yang lama dan tenaga yang cukup besar. Oleh karena itu muncullah alat pemotong singkong dengan penggerak manual tetapi menggunakan lebih dari satu pisau dengan digerakkan memutar menggunakan tuas handle sehingga dapat meningkatkan kecepatan pemotongan dibandingkan alat pemotong singkong sederhana.



Gambar 2.2 Mesin pemotong singkong secara manual

Proses pemotongan singkong dengan menggunakan alat seperti diatas dilakukan dengan singkong yang berposisi horizontal, jadi cara kerjanya dengan memutar tuas handle. Alat ini menggunakan pisau dengan jumlah mata pisau 4 buah.

Kemudian muncul alat pemotong singkong yang juga menggunakan pisau, akan tetapi pisau pemotong singkong ini digerakkan secara berputar dengan menggunakan motor listrik, dan transmisinya menggunakan belt dan pulley.



Gambar 2.3 Mesin pemotong singkong dengan motor

Proses pemotongan singkong dengan menggunakan mesin seperti gambar diatas dilakukan dengan singkong berposisi horizontal. Alat ini memiliki kapasitas 30-50kg/jam, alat ini menggunakan penggerak motor dengan kapasitas rendah yaitu motor listrik 0,5 HP 220V. Mesin pemotong singkong ini

memiliki kelemahan yaitu pada gaya tekan singkong yang tidak konstan



Gambar 2.4 Mesin pemotong singkong dengan 4 hopper

Proses pemotongan singkong dengan menggunakan pisau yang posisinya horizontal tegak lurus dengan singkong membentuk potongan melintang dengan gerakan maju mundur dengan menggunakan 4 buah hopper membuat dalam satu kali kerja mesin ini mampu memotong 4 buah singkong sekaligus. Mesin ini digerakkan oleh penggerak berupa motor listrik dengan daya 0,5 HP.

Berdasarkan alat yang telah ada, harapkan mampu membuat alat baru dengan penggerak pedal kaki dengan memanfaatkan kelebihan dari alat-alat sebelumnya yaitu dengan 4 buah hopper dan system pemotongan horizontal. Diharapkan mesin ini dapat meningkatkan prokduktivitas pada industri kripik singkong.

2.3 Singkong

Ketela pohon, ubi kayu, atau singkong (*Manihot utilissima*) adalah perdu tahunan tropika dan subtropika dari suku Euphorbiaceae. Umbinya dikenal luas sebagai makanan pokok penghasil karbohidrat dan daunnya sebagai sayuran. Umbi ketela pohon merupakan sumber energi yang kaya karbohidrat namun sangat miskin protein. Sumber protein yang bagus justru terdapat pada daun singkong karena mengandung asam amino metionina. Singkong merupakan tanaman pangan yang dapat digunakan sebagai makanan pokok karena singkong kaya akan karbohidrat namun sangat miskin protein. Ketela pohon berasal dari benua Amerika, tepatnya dari Negara Brazil. Penyebarannya hampir ke seluruh dunia, antara lain : Afrika, Madagaskar, India, Tiongkok. Singkong berkembang di Negara-negara yang terkenal wilayah pertaniannya dan masuk ke Indonesia pada tahun 1852.

Saat ini singkong sangat digemari bukan hanya sebagai makanan pokok akan tetapi hadir juga dalam berbagai olahan makanan. Singkong dapat diolah menjadi camilan baik yang langsung digoreng atau di rebus maupun dibuat menjadi keripik singkong. Singkong yang baik sebagai bahan kripik singkong adalah singkong muda yang berumur 6-7 bulan



Gambar 2.5 Singkong

2.4 Sproket atau Sprocket

Sproket atau *Sprocket* merupakan roda bergerigi yang berpasangan dengan rantai, track, atau benda panjang yang bergerigi lainnya. Sproket berbeda dengan roda gigi; sproket tidak pernah bersinggungan dengan sproket lainnya dan tidak pernah cocok. Sproket juga berbeda dengan puli di mana sproket memiliki gigi sedangkan puli pada umumnya tidak memiliki gigi.

Sproket yang digunakan pada sepeda, sepeda motor, mobil, kendaraan roda rantai, dan mesin lainnya digunakan untuk mentransmisikan gaya putar antara dua poros di mana roda gigi tidak mampu menjangkaunya.



Gambar 2.6 Sproket

Rumus pembuatan sproket :

$$PCD = \frac{P}{\sin\left(\frac{180}{Z}\right)}$$

P : Pitch

PCD : Pitch Diameter (Pitch Circle Diameter)

Z : Jumlah Gigi

2.5 Rantai

Rantai atau *Chain* merupakan salah satu elemen mesin yang berfungsi untuk mentransmisikan daya (power transmission). Secara garis besar rantai dapat dibagi atas 2 jenis, yaitu *silent chain* (rantai gigi) dan *roller chain* (rantai rol).

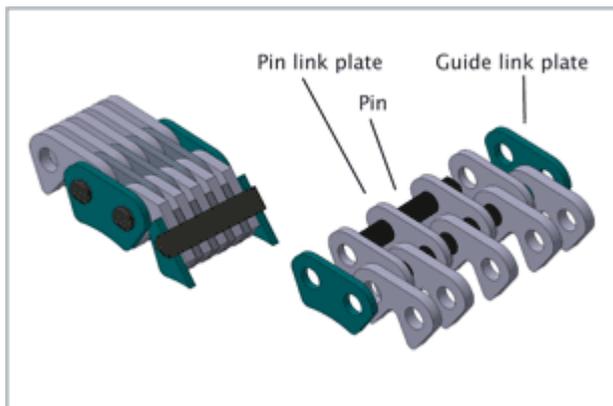
2.5.1 *Silent chain* atau rantai gigi

Rantai ini lebih halus (tidak berisik) sehingga sering disebut *silent chain*, bahannya terbuat dari baja, sedangkan sproketnya terbuat dari baja untuk ukuran kecil dan besi tuang (cast iron) untuk ukuran besar, dapat meningkatkan kecepatan yang lebih tinggi. Komponennya terdiri dari plat-plat berprofil roda gigi dan pena berbentuk bulan sabit yang disebut sambungan kunci.

Mempunyai pitch (p) jarak antar sumbu pen = $\frac{3}{8}$ s/d 1,5 inc.

Untuk $p = \frac{3}{8}$ inc. lebarnya : 0,5 s/d 4 inc.

Untuk $p = 1,5$ inc. lebarnya : 3 s/d 16 inc

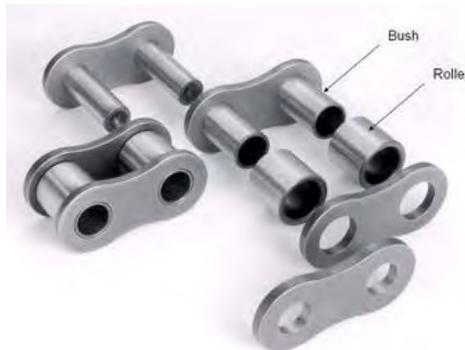


Gambar 2.7 Silent chain

2.5.2 Rantai Rol atau *Roller Chain*

Rantai rol dipakai bila diperlukan transmisi (tanpa slip) dengan kecepatan sampai 600m/min. Bahan untuk pena, bus dan rol umumnya menggunakan baja carbon atau baja crom dengan pengerasan permukaan. Sedang bahan sprocket biasanya dipakai besi cor kelabu (FC25), baja carbon (SS41, S35C), dan baja cor (SC46).

Jumlah gigi sprocket minimum yang diijinkan adalah 13, jumlah gigi untuk sprocket besar maksimum 144 buah, perbandingan putaran dapat diizinkan sampai 10/1, sudut kontak antara rantai dengan sprocket kecil harus lebih besar dari 120°.



Gambar 2.8 Roller Chain

2.5.3 Daya Desain dan Torsi

Besarnya daya desain (P_d) dapat dihitung dengan persamaan :

$$P_d = f_c \cdot P$$

P = daya yang ditransmisikan, KW

f_c = faktor koreksi untuk rantai

2.5.4 Ukuran Rantai

Rantai mempunyai nomor yang disebut nomor rantai, masing-masing nomor rantai memiliki ukuran umum seperti jarak-bagi (p), diameter rol (R), lebar rol (W), dan sebagainya. Dan ukuran khusus seperti panjang pena, batas kekuatan tarik, dan sebagainya.

2.5.5 Diameter dan Jumlah Gigi Sproket

Besarnya diameter dan jumlah gigi sprocket sangat ditentukan oleh perubahan putaran yang diinginkan, sehingga sebelum menggunakan rumus-rumus rantai, menggunakan rumus-rumus umum perbandingan kecepatan terlebih dahulu.

$$i = \frac{n_2}{n_1} = \frac{w_1}{w_2} = \frac{D_1}{D_2} = \frac{Nt_1}{Nt_2}$$

Bila : Pitch = p (inc)
 Sudut Pitch = γ
 Diameter Sproket = D (inc)
 Jumlah gigi = Nt

Maka berdasarkan segitiga antara sprocket dan rantainya dapat dinyatakan :

$$\sin \frac{\gamma}{2} = \frac{0,5 \cdot P}{0,5 \cdot D} \text{ atau } D = \frac{P}{\sin \frac{\gamma}{2}}$$

Γ = Sudut sambungan (sudut sendi) (angel of articulation)

$$D = \frac{P}{\sin \left(\frac{180}{Nt} \right)} \text{ karena } \gamma = \frac{360}{Nt}$$

2.5.6 Kecepatan Rantai

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

$$v = \frac{\pi \cdot D \cdot n}{12} = \frac{Nt \cdot \phi \cdot n}{12}$$

Dimana :

D = diameter sprocket

V = kecepatan, ft/min

2.5.7 Panjang Rantai

Jarak sumbu poros yang ideal adalah antara $C = (30 \text{ s/d } 50) p$, untuk beban yang berfluktuasi jarak tersebut harus dikurangi sampai menjadi $20 p$. Panjang rantai yang diperlukan dapat dihitung berdasarkan jumlah pitch (L/p), secara pendekatan dapat dicari dengan persamaan :

2.5.8 Gaya Pada Rantai

Besarnya gaya pada rantai dapat diperoleh dari persamaan :

$$T_1 = F \cdot r_1 \text{ atau } T_2 = F \cdot r_2$$

Dimana F = gaya pada rantai

R = jari-jari sprocket

Merupakan beban atau gaya yang berkerja pada satu rantai (kg), yang dapat dihitung seperti pada belt, yang dapat dirumuskan dengan persamaan :

Pada rantai tidak ada gaya F_1 dan F_2 seperti halnya pada belt, yang ada hanya F yaitu gaya pada sisi yang kencang sedangkan pada sisi yang kendur dianggap sama dengan nol, karena nilainya berbeda jauh dengan sisi yang kencang.

2.6 Perencanaan Poros

Poros adalah suatu bagian stasioner yang berputar, 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. Pada perhitungan poros yang akan ditentukan adalah diameter poros, dan yang akan dicari adalah tegangan yang diterima atau ditimbulkan oleh mekanisme yang terpasang pada poros, yaitu melalui perhitungan mekanika teknik mengenai gaya-gaya bekerja dan momen yang terjadi pada poros yaitu :

- Fh = gaya horizontal yang diterima oleh poros (N)
- Fv = gaya vertical yang diterima oleh poros (N)
- Fr = gaya akibat tarikan pada rantai (N)
- Wp = gaya berat sproket (N)



Gambar 2.9 Poros

Untuk merencanakan sebuah poros, perlu diperhitungkan gaya yang bekerja pada poros di atas antara lain: gaya dalam akibat beratnya (W) yang selalu berpusat pada titik gravitasinya. Gaya (F) merupakan gaya luar arahnya dapat sejajar dengan permukaan benda ataupun membentuk sudut α dengan permukaan benda. Gaya F dapat menimbulkan tegangan pada poros, karena tegangan dapat timbul pada benda yang mengalami gayagaya. Gaya yang timbul pada benda dapat berasal dari gaya dalam akibat berat benda sendiri atau gaya luar yang mengenai benda tersebut. Baik gaya dalam maupun gaya luar akan menimbulkan berbagai macam tegangan pada konstruksi tersebut.

2.6.1 Gaya Pada Bidang Horisontal dan Vertikal

Untuk menentukan gaya yang bekerja untuk setiap titik pada poros dan jarak antara titik satu dengan titik yang lain mengacu pada persamaan :

$$\sum M = 0 \text{ dan } \sum F = 0$$

Maka momen bending dan gaya yang bekerja pada poros untuk bidang horisontal dan vertikal dapat diketahui. Setelah menghitung gaya dan momen bending yang terjadi maka dibuat bidang lintang (gaya) untuk mengetahui apakah perhitungan diatas sudah benar dan juga agar mudah membuat diagram bidang momen.

2.6.2 Menghitung Momen Terbesar Pada Poros

Setelah membuat diagram bidang momen, akan diketahui letak momen terbesar dari bidang horisontal dan vertikal dapat dihitung dengan menggunakan rumus :

$$M_c = \sqrt{(M_{ch})^2 + (M_{cv})^2}$$

Dimana :

M_{ch} : momen yang terjadi pada bidang horisontal (N.m)

M_{cv} : momen yang terjadi pada bidang vertikal (N.m)

2.6.3 Bahan Poros yang Aman

Dari data diatas yaitu bahan poros yang diketahui, maka diperoleh strength yield point (Syp) pada lampiran, dengan data tersebut dapat dihitung tegangan yang terjadi pada poros dengan rumus :

$$\tau_{max} = \frac{0,58Syp}{N}$$

Dimana :

τ_{max} : tegangan geser maximum pada poros (Psi)

Syp : Strength Yield Point (Psi)

N : angka keamanan

$$\tau_{maks} \geq \frac{5,1}{D^3} \sqrt{Mc^2 + T^2}$$

Dimana :

τ_{max} : tegangan geser maksimum yang terjadi pada poros (psi)

Mc : Momen bending pada poros (lb.in)

T : torsi yang terjadi pada poros (lb.in)

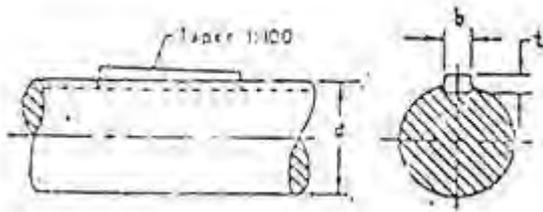
D : diameter poros (inch)

Setelah tegangan maksimum dan Syp diketahui, maka akan ditentukan van poros yang sesuai dengan tegangan geser dan Syp yang terbesar dari poros yang direncanakan.

2.7 Perencanaan Pasak

Pasak digunakan untuk menyambung dua bagian batang (poros) atau memasang roda, roda gigi, roda rantai dan lain-lain pada poros sehingga terjamin tidak berputar pada poros. Pemilihan jenis pasak tergantung pada besar kecilnya daya yang bekerja dan kestabilan bagian-bagian yang disambung. Untuk daya yang kecil, antara naf roda dan poros cukup dijamin dengan baut tanam (set screw).

Pasak merupakan bagian elemen mesin yang penting, disamping itu digunakan untuk menyambung juga digunakan untuk menjaga hubungan putaran relative antara poros dari elemen mesin dengan peralatan mesin yang lain. Dalam hal ini pulley yang disambungkan dengan poros mesin tersebut.



Gambar 2.10 Pasak

Keterangan :

$$\text{Lebar pasak} : b = \frac{\delta}{4}$$

$$\text{Tinggi pasak} : t = \frac{2}{3}b$$

Dimana : d = Diameter poros

Dilihat dari cara pemasangannya, pasak dibedakan menjadi : pasak datar (square key), pasak benam segi empat (rectangular sunk key), pasak benam sejajar (parallel sunk key), pasak berkepala (gib head key), Pasak Pelana (Saddle key), pasak tangensial (Tangent key), pasak lurus (tapered key) dan pasak setengah silinder (wood ruff key). pasak juga dapat

diklasifikasikan menurut arah gaya yang terjadi. menurut klasifikasi ini pasak dapat dibedakan menjadi : pasak memanjang dan pasak melintang.

Pasak memanjang (spie) menerima gaya sepanjang pasak dan terbagi secara merata. Pasak ini dibedakan menjadi pasak baji, pasak kepala, pasak benam dan pasak tembereng. Pasak melintang menerima gaya melintang pada penampang pen. Bila poros berputar dengan torsi yang besarnya T (N.m) akan menghasilkan gaya F yang bekerja pada diameter luar dari poros dan gaya F inilah yang bekerja pada pasak. Karena panjang minimum pasak harus lebih dari 25%

Sehingga dapat digunakan rumus :

$$F = \frac{T}{\frac{D}{2}}$$

Dimana :

F = Gaya tangensial pada permukaan poros (kg)

T = Torsi poros (kg.mm)

D = Diameter poros (mm)

2.7.1 Tinjauan Terhadap Tegangan Geser

Untuk mendapatkan besarnya tegangan geser pada pasak dapat digunakan persamaan sebagai berikut

$$S_s = \frac{S_{syp}}{N}$$

Dimana :

S_s = Tegangan geser.

S_{syp} = Shear strength yield point.

N = Angka keamanan.

2.7.2 Panjang Pasak Untuk Tegangan Geser

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

$$L_s = \frac{2T}{S_s \cdot W \cdot D}$$

Dimana :

L_s = Panjang pasak untuk tegangan geser.

T = Torsi poros.

S_s = Shear stress.

W = Lebar pasak.

D = Diameter poros.

2.7.3 Tegangan Kompresi Pada Pasak

Untuk mendapatkan besarnya tegangan kompresi pada pasak dapat digunakan persamaan sebagai berikut :

$$S_c = \frac{S_{yp}}{N}$$

Dimana :

S_c = Tegangan kompresi.

S_{yp} = Strength yield point.

N = Angka keamanan.

2.7.4 Panjang Pasak Untuk Tegangan Kompresi

Untuk menentukan panjang pasak didapat melalui tegangan kompresi yang bekerja pada pasak yaitu dengan persamaan sebagai berikut :

$$L_c = \frac{4T}{S_c \cdot W \cdot D}$$

Dimana :

L_c = Panjang pasak untuk tegangan kompresi.

T = Torsi poros.

s_c = Shear kompresi.

W = Lebar pasak.

D = Diameter poros.

2.8 Bantalan

Bantalan (Bearing) adalah elemen mesin yang menumpu poros, supaya putaran atau gerakan poros dapat berlangsung dengan baik dan aman, juga memperkecil kerugian daya akibat gesekan. Bearing juga berfungsi agar putaran atau gerakan bolak-balik dapat berlangsung secara halus, aman dan berumur panjang. Bantalan harus cukup kokoh untuk memungkinkan poros serta elemen mesin lainnya bekerja dengan baik jika bantalan tidak berfungsi dengan baik maka proses seluruh sistem akan menurun atau tak dapat bekerja secara semestinya.



Gambar 2.11 Bantalan

Bantalan dapat diklasifikasikan sebagai berikut :

a. Bantalan luncur

Pada bantalan ini terjadi gesekan luncur antara poros dan bantalan karena permukaan poros ditumpu oleh permukaan bantalan dengan perantara lapisan pelumas. Bantalan luncur mampu menumpu poros berputaran tinggi dengan beban yang besar.

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

b. Bantalan gelinding

Pada bantalan gelinding terjadi gesekan gelinding antara bagian yang berputar dengan yang diam melalui elemen gelinding seperti bola (peluru), rol atau rol jarum atau rol bulat. Sedangkan mekanisme rolling, dimana tidak boleh terjadi gerakan relatif antara permukaan yang berkontak, peran pelumas lebih kecil. Bentuk pelumas dapat berupa gas, cair maupun padat.

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

Bantalan ini memiliki keunggulan yaitu pada gesekannya yang rendah. Pelumasannya pun sangat sederhana cukup dengan gemuk, bahkan pada beberapa macam yang memakai sil sendiri tidak perlu pelumasan lagi. Meskipun ketelitiannya sangat tinggi namun karena adanya gerakan elemen gelinding dan sankar, pada putaran tinggi bantalan ini agak gaduh dibandingkan dengan bantalan luncur. Pada waktu memilih bantalan, ciri masing-

masing masih harus dipertimbangkan sesuai dengan pemakaian, lokasi dan macam beban yang akan dialami.

2.8.1 Gaya Radial Bantalan

Gaya radial bantalan dapat dihitung dengan menggunakan rumus :

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

Dimana :

- F_r : beban radial dalam (lb)
- F_h : gaya sumbu horizontal (lb)
- F_v : gaya sumbu vertical(lb)

2.8.2 Beban Ekuivalen

Suatu beban yang besarnya sedemikian rupa hingga memberikan umur yang sama dengan umur yang diberikan oleh beban dan kondisi putaran sebenarnya disebut beban ekuivalen dinamis. Jika suatu deformasi permanen, ekuivalen dengan deformasi permanent maksimum yang terjadi karena kondisi beban statis yang sebenarnya pada bagian dimana elemen gelinding membuat kontak dengan cincin pada tegangan maksimum, maka beban yang menimbulkan deformasi tersebut dinamakan beban ekuivalen statis. Misalkan sebuah bantalan membawa beban radial F_r (kg) dan beban aksial F_a (kg). Maka beban ekuivalen dinamis P (kg) adalah sbagai berikut :

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

Dimana :

- P = beban equivalent (lb)
- F_a = beban aksial (lb)
- X = faktor beban radial
- V = faktor putaran,

ring dalam yang berputar $V = 1$
 ring luar yang berputar $V = 1,2$
 Y = faktor beban aksial

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

$$P = V \cdot Fr$$

Bila bantalan yang dipilih adalah single row bearing maka:

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

Karena : $F_a = 0$

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

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

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

2.8.3 Umur Bantalan

Untuk menghitung umur bantalan dapat menggunakan rumus:

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

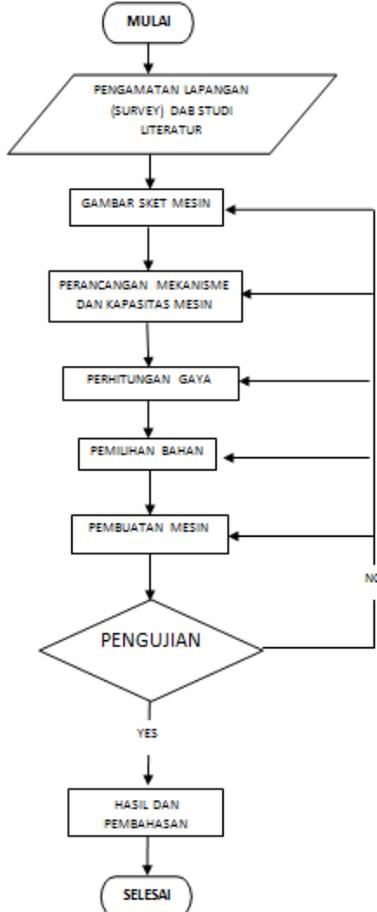
Dimana :

- L_{10} = umur bantalan (jam kerja)
- C = diperoleh dari tabel bantalan sesuai dengan diameter dalam bantalan yang diketahui (lb)
- P = beban equivalent (lb)
- b = 3, untuk bantalan dengan bola
= 10/3 bila bantalan adalah Bantalan Rol
- N_p = putaran poros (rpm)

HALAMAN INI SENGAJA DIKOSONGKAN

BAB III METODOLOGI

Untuk memperlancar langkah pengerjaan dan sistematika pembuatan alat dari langkah awal hingga langkah akhir maka dibuat diagram alir / flowchart seperti berikut ini :



Gambar 3.1 Flowchart perencanaan pembuatan mesin pemotong singkong

3.1 Diagram Alir Perencanaan

Pada proses pengerjaan tugas akhir ini meliputi beberapa metode penelitian, diantaranya :

1. Pengamatan Lapangan (survey)

- Kunjungan ke Politeknik “Sakti” di daerah Kendang Sari dengan tujuan untuk mengamati contoh mesin pemotong singkong yang telah diwujudkan sebelumnya.
- Mengamati mesin pemotong singkong yang sama yang berada di Workshop D3 Teknik Mesin yang dibuat oleh mahasiswa angkatan 2007 dengan tujuan untuk mengetahui kelebihan dan kekurangan mesin dan untuk menghindari kesamaan dalam perancangan mesin.
- Melakukan kunjungan ke UKM “FARI” di Probolinggo dan “MURRIS” di kecamatan Saronggi Sumenep dengan tujuan untuk mengetahui spesifikasi mesin yang sesuai pada daerah tersebut.
- Melakukan tinjauan ke lokasi industri yang sesuai untuk pengerjaan mesin yaitu di UPT Pande Besi yang terletak di kawasan industri logam Ngingas Sidoarjo.

2. Studi Literatur

Melakukan studi pustaka melalui internet dan literatur yang ada di perpustakaan ITS dengan tujuan untuk mengetahui kelebihan dan kekurangan mesin-mesin terdahulu sebagai referensi perancangan mesin yang lebih baik. Selain itu untuk mengetahui literatur yang sesuai dalam perhitungan dan perencanaan komponen yang digunakan dalam pembuatan mesin pemotong singkong.

3. Gambar Sket Mesin

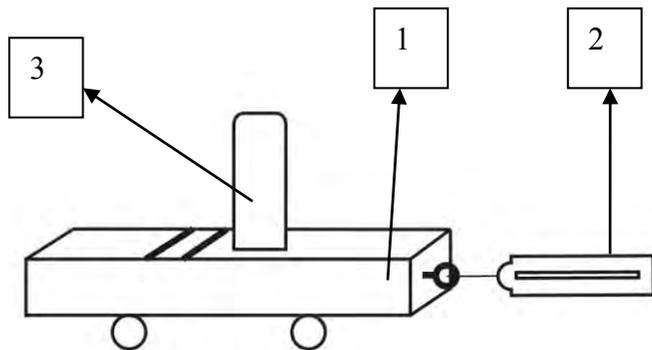
Menggambar sket rancangan mesin sangat diperlukan untuk mempermudah dalam pembuatan mesin pemotong singkong.



Gambar 3.2 Sket rangka mesin pemotong singkong

4. Perancangan Mekanisme dan Kapasitas Mesin

Percobaan awal dilakukan untuk mengetahui besarnya gaya potong pada singkong dengan mekanisme gambar sebagai berikut:



Gambar 3.3 Percobaan awal

Keterangan : 1. Papan pisau 3.Singkong
 2. Neraca pegas

Prosedur percobaan : Singkong yang akan dipotong diletakkan secara posisi vertikal dengan dibawahnya diletakkan sebuah papan pisau yang pada bagian bawahnya diberi roda untuk mengurangi gaya gesek sehingga dapat diabaikan. Papan pisau yang telah dikaitkan pada sebuah neraca pegas kemudian ditarik hingga singkong terpotong. Besarnya nilai pada neraca pegas merupakan besarnya gaya potong pada singkong.

5. **Perhitungan Gaya**

Setelah diperoleh data-data hasil dari percobaan awal maka dapat dihitung gaya yang diperlukan untuk memotong disingkong.

6. **Pemilihan Bahan**

Sebelum dilakukan pembuatan mesin diawali dengan pemilihan bahan yang sesuai seperti siku baja 5 mm untuk rangka, pedal kaki, disk 30 mm, pisau *stainless steel (food grade)*, *connecting rod*, poros ST-90 dan elemen mesin lainnya.

7. **Pembuatan Mesin**

- Pembuatan mesin diawali dengan pengukuran material bahan dengan tujuan untuk mengetahui ukuran yang diperlukan kemudian dilakukan proses pemotongan bahan.
- Setelah proses pemotongan dilanjutkan dengan penyambungan bagian-bagian untuk mewujudkan rangka sesuai dengan dimensi gambar rancangan.
- Setelah rangka terbentuk maka, yang akan dilakukan selanjutnya adalah pembuatan bagian untuk meletakkan pisau potong atau biasa disebut rumah pisau dengan

bahan *Stainless steel* yang dibentuk melalui proses pemessinan sesuai bentuk rancangan.

- Kemudian dilanjutkan dengan pembuatan komponen pendukung seperti tumpuan untuk sadel dan pedal, poros untuk tumpuan *disk*, pembuatan *connecting rod*, *hoffer*, dan komponen-komponen lainnya.
- Setelah komponen-komponennya lengkap, maka dilakukan proses perakitan atau *assembly*. Pada proses ini mesin telah terbentuk sesuai dengan rancangan
- Kemudian yang terakhir adalah proses pengecatan atau *painting* yang bertujuan agar alat terlihat bersih dan indah



Gambar 3.4 Hasil pembuatan mesin pemotong singkong

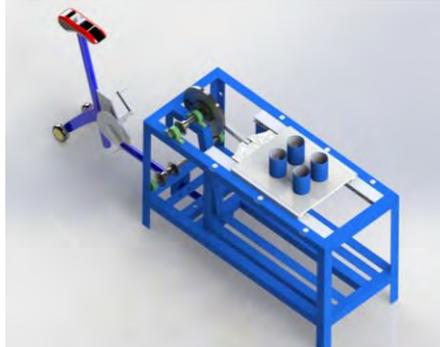
8. Percobaan dan Pengujian

Pengujian dilakukan dengan menggunakan neraca pegas untuk mengetahui gaya total yang terdapat padaudukan pisau, gesekan pada bearing hingga *Sprocket* penggerak. Pengujian dilakukan untuk mengetahui kapasitas yang dapat dihasilkan oleh mesin.

9. Hasil dan Pembahasan

Hasil analisa dan percobaan serta penghitungan secara detail terdapat pada bab selanjutnya.

3.2 Prinsip Kerja Mesin Pemotong Singkong



Gambar 3.5 Prinsip kerja mesin pemotong singkong

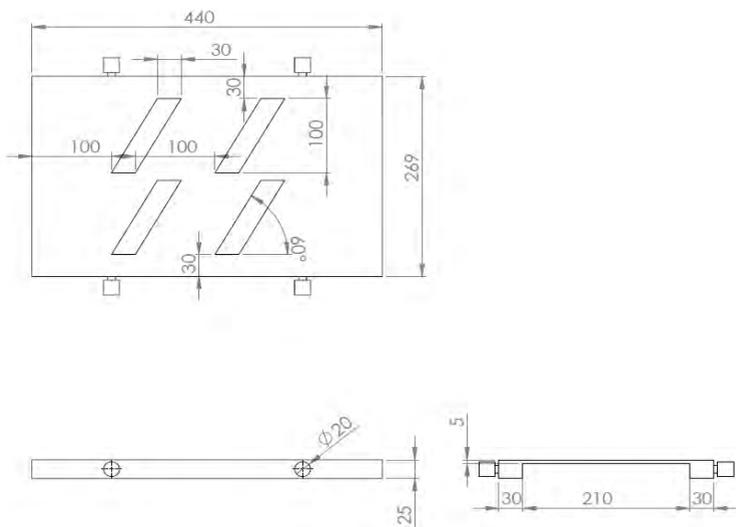
Mesin pemotong singkong ini menggunakan mekanisme penggerak berupa pedal kaki dengan memanfaatkan gaya tekan manusia. Sproket penggerak dihubungkan oleh *chain* ke sproket transmisi yang diantara dua sproket transmisi dihubungkan oleh poros dan ditahan oleh pin. Kemudian dari sproket kedua dihubungkan rantai menuju sproket ketiga yang nantinya akan menggerakkan *Disk*. Sproket ketiga dan *disk* dihubungkan oleh poros dan ditahan oleh pin.

Sproket ketiga menggerakkan *disk* yang akan menggerakkan poros enkol atau *connecting rod* pada salah satu sisi *disk* yang mengubungkan antara *disk* dan landasan pisau sehingga tercipta gerakan maju mundur pada landasan pisau mengikuti kecepatan putaran yang terjadi pada *disk*.

Gerakan maju mundur tersebut menyebabkan pisau yang posisinya horizontal memotong singkong yang posisinya vertical akibat sanggahan dari *hopper*. Hal ini akan terus-menerus terjadi karena di atas singkong diberi pemberat sehingga singkong akan terpotong hingga habis akibat gaya tekan dari pemberat. Hasil pemotongan singkong ini akan jatuh ke posisi dimana dibawah

area pengirisan akan disediakan tempat untuk menampung hasil irisan singkong.

Dalam proses pemotongan kondisi kemiringan pisau sebesar terhadap garis horizontal dan penyetelan pisau dapat diatur agar ketebalan singkong yang dihasilkan dapat disesuaikan sesuai keinginan yang mengiris, pisau dapat diatur hasil ketebalan pemotongannya antara 0,5mm-2mm. Berikut ini adalah gambar skect 2d dari papan pisaunya.



Gambar 3.6 Posisi dan kedudukan pisau

3.3 Kriteria Singkong Yang Digunakan Untuk Produksi

3.3.1 Ukuran Singkong

Singkong yang digunakan memiliki diameter maksimal 70 mm dan panjang maksimal 200 mm.

3.3.2 Umur Singkong

Singkong muda yang baik digunakan berumur sekitar 3-4 bulan.

3.3.3 Ketebalan Potongan

Hasil potongan singkong yang bagus memiliki ketebalan 0,5-1 mm.

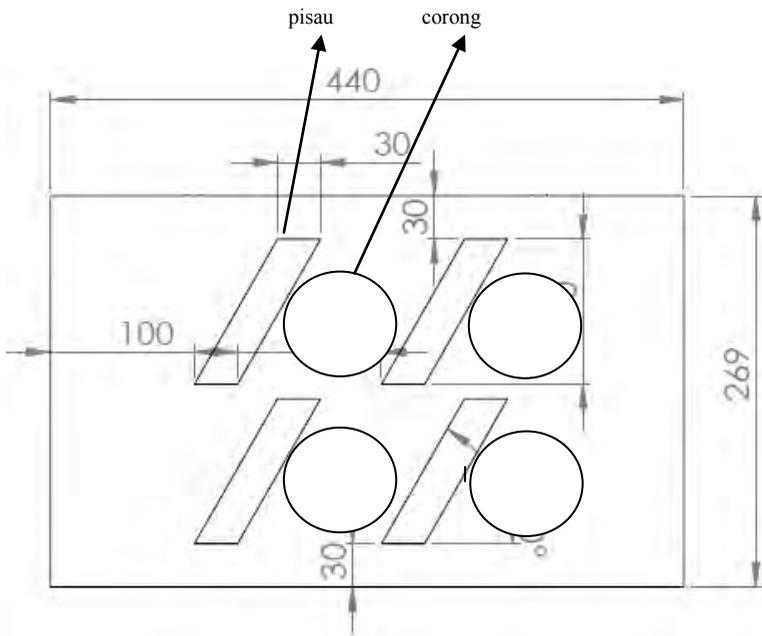
3.4 Prosedur Pengujian

1. Menyiapkan bahan baku berupa singkong yang telah dikupas kulitnya dan sesuai dengan kriteria.
2. Mengangkat beban pemberat.
3. Memasukkan singkong yang akan dipotong.
4. Memasukkan kembali pemberat kedalam corong.
5. Mengayuh pedal.
6. Setelah dilakukan langkah-langkah diatas maka diperoleh hasil pengujian sebagaimana ditampilkan pada BAB V.

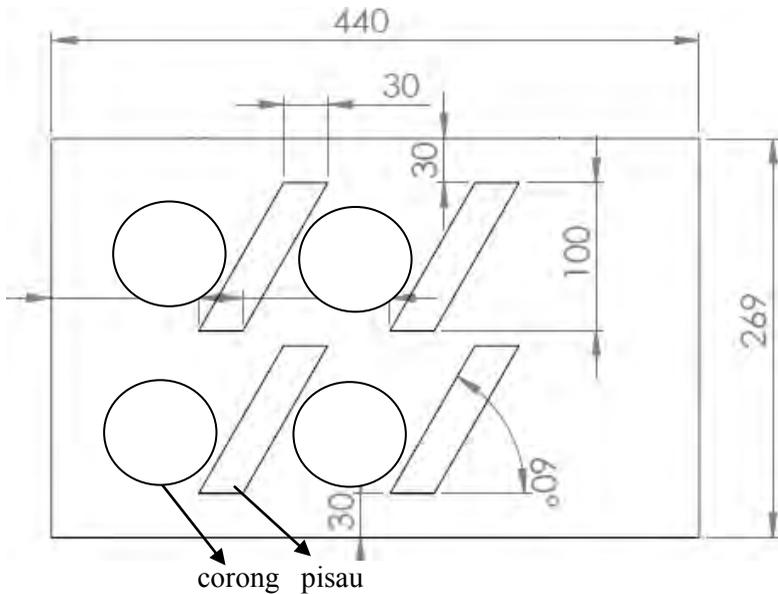
BAB IV HASIL DAN PEMBAHASAN

4.1 Menentukan Panjang Langkah Pemotongan

Gambar dibawah ini menunjukkan kedudukan corong dan landasan pisau potong pada posisi awal dan akhir dari proses pemotongan. .



Gambar 4.1 Posisi corong dan pisau pada saat awal pemotongan

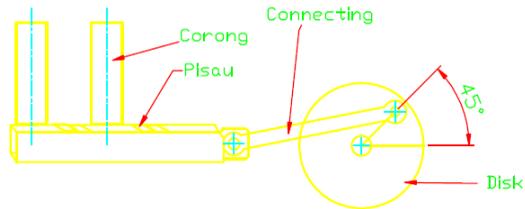


Gambar 4.2 Posisi corong dan pisau pada saat akhir pemotongan

Dari gambar 4.1 dan 4.2 dapat diketahui bahwa dimensi pisau memiliki panjang 100 mm dan lebar 30 mm. Jika pisau ditempatkan dengan kemiringan 30° , maka pisau akan memiliki panjang bidang potong yang diukur secara vertikal sebesar 75 mm. Ujung pisau yang terdekat dengan bagian tepi dari corong direncanakan sebesar 20 mm sebagai langkah awal sebelum pemotongan. Pada langkah setelah pemotongan direncanakan sebesar 20 mm yang diukur dari ujung pisau yang terdekat dengan tepi corong. Jika diameter luar corong direncanakan 82 mm maka dapat diketahui panjang langkah total untuk melakukan potongan sebesar :

$$80\text{mm}+20\text{mm}+20\text{mm}= 120 \text{ mm.}$$

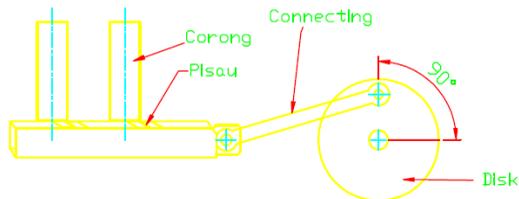
4.1.1 Posisi Awal Pemotongan



Gambar 4.3 Posisi awal pemotongan

Pada gambar 4.3 diketahui bahwa pada saat pusat disk dan connecting membentuk sudut 45° maka posisi ujung pisau mulai sejajar dengan corong. Hal ini berarti pemotongan singkong mulai dilakukan oleh pisau.

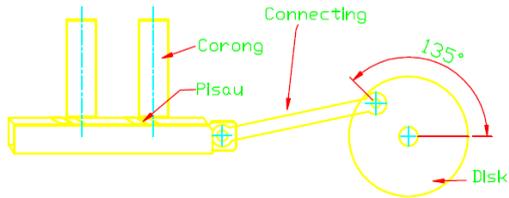
4.1.2 Posisi Tengah Pemotongan



Gambar 4.4 Posisi tengah pemotongan

Pada gambar 4.4 diketahui bahwa pada saat pusat disk dan connecting membentuk sudut 90° maka posisi ujung pisau berada pada bagian tengah corong. Hal ini berarti pemotongan berada pada setengah bagian dari singkong.

4.1.2 Posisi Akhir Pemotongan



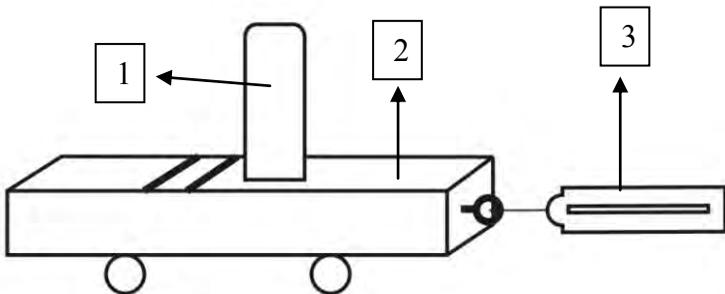
Gambar 4.5 Posisi akhir pemotongan

Dari gambar 4.5 diketahui bahwa pada saat pusat disk dan connecting membentuk sudut 135° maka posisi ujung pisau telah mencapai bagian tepi corong.

4.2. Menentukan Gaya Potong Singkong

Percobaan 1

Untuk mengetahui besarnya gaya potong pada singkong maka sebelum pembuatan mesin dilakukan percobaan awal. Percobaan dilakukan dengan metode seperti pada gambar berikut:



Gambar 4.6 Percobaan awal

- Ket : 1. singkong 3. Neraca pegas
 2. Papan pisau

Metode Percobaan :

Singkong yang akan dipotong diletakkan secara posisi vertikal dengan dibawahnya diletakkan sebuah papan pisau yang pada bagian bawahnya diberi roda untuk mengurangi gaya gesek sehingga dapat diabaikan. Papan pisau yang telah dikaitkan pada sebuah neraca pegas kemudian ditarik hingga singkong terpotong. Besarnya nilai pada neraca pegas merupakan besarnya gaya potong pada singkong.

Berdasarkan percobaan 1 dapat diketahui besarnya gaya potong singkong rata-rata adalah 3,3 kg (untuk $D_{\text{singkong}} = 70 \text{ mm}$) sehingga dapat dihitung gaya potong singkong menggunakan rumus :

$$F = 3,3 \text{ kg} \cdot 9,8 \text{ m/s}^2 \\ = 32,34 \text{ N}$$

4.3 Menghitung Tegangan Geser Singkong

Pada percobaan untuk menentukan gaya potong singkong didapatkan gaya potong singkong sebesar 32,34 N sehingga dapat dihitung tegangan geser singkong menggunakan rumus berikut :

$$\tau_s = \frac{F}{A}$$

Dimana :

- τ_s = tegangan geser singkong
 F = gaya potong singkong
 A = luasan singkong

Diketahui bahwa : $F = 32,34 \text{ N}$

$$D_{\text{singkong}} = 70 \text{ mm} = 0,07 \text{ m}$$

Sehingga didapatkan :

$$\begin{aligned}\tau_s &= \frac{F}{A} \\ \tau_s &= \frac{32,34N}{\frac{\pi}{4}(0,07m)^2} \\ \tau_s &= \frac{32,34N}{3,84 \cdot 10^{-3} m^2} \\ \tau_s &= 8421,87 \frac{N}{m^2}\end{aligned}$$

4.4 Menghitung Gaya Potong 4 Singkong

Berdasarkan perhitungan diatas didapatkan tegangan geser terhadap satu luasan singkong sebesar $8421,87 \frac{N}{m^2}$.

Sehingga dapat dihitung gaya potong yang dibutuhkan dalam perencanaan mesin sebanyak 4 buah singkong untuk sekali pemotongan dengan menggunakan rumus :

$$F = \tau_s \cdot A \cdot n$$

Dimana :

F = gaya potong untuk 4 singkong

τ_s = tegangan geser singkong

A = luasan singkong

n = jumlah singkong

Diketahui bahwa : $\tau_s = 8421,87 \frac{N}{m^2}$

$$A = 3,84 \cdot 10^{-3} m^2$$

$$n = 4$$

Sehingga :

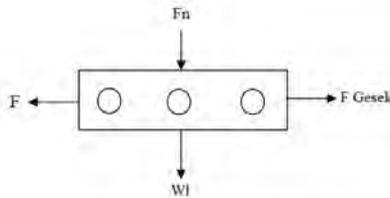
$$F = \tau_s \cdot A \cdot n$$

$$F = 8421,87 \frac{n}{m} \cdot 3,84 \times 10^{-3} m^2 \cdot 4$$

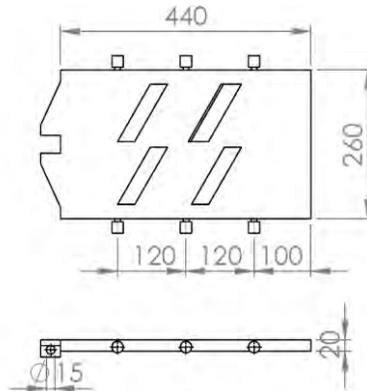
$$F = 128,19N$$

4.5 Menghitung Gaya Pada Papan Pisau

Berdasarkan perhitungan gaya potong untuk 4 singkong kemudian melakukan analisa untuk mengetahui gaya-gaya yang bekerja pada papan pisau sebagai berikut :



Gambar 4.7 analisa gaya pada papan pisau



Gambar 4.8 dimensi papan pisau

Untuk mengetahui total gaya pada papan pisau dapat menggunakan perhitungan perhitungan gaya normal sebagai berikut :

$$\begin{aligned}
 W_{\text{singkong}} &= 4 \cdot m_{\text{singkong}} \cdot g \\
 &= 4 \cdot 0,5 \text{ kg} \cdot 9,8 \text{ m/s}^2 \\
 &= 19,6 \text{ N} \\
 W_{\text{papan}} &= \rho \cdot v \cdot g \\
 &= 2700 \text{ kg/m}^3 \cdot 5,9 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 \cdot 9,8 \text{ m/s}^2 \\
 &= 15,66 \text{ N} \\
 \Sigma F_n &= \text{gaya normal} \\
 &= W_{\text{singkong}} + W_{\text{papan}} \\
 &= 19,6 \text{ N} + 15,66 \text{ N} \\
 &= 35,26 \text{ N}
 \end{aligned}$$

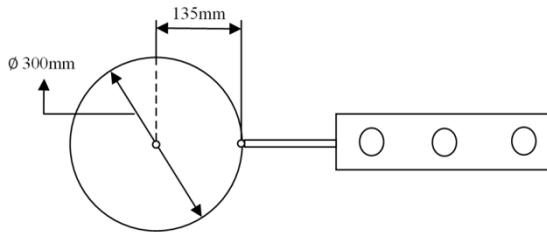
Sehingga untuk mengetahui besarnya gaya pada papan pisau akibat pengaruh gaya gesek pada *cam follower* dapat menggunakan rumus sebagai berikut :

$$\mu_k \text{ untuk cylindrical roller bearing} = 0,0011 \text{ (tabel)}$$

$$\begin{aligned}
 F_{\text{gesek}} &= 6 \cdot \mu_k \cdot F_n \\
 &= 6 \cdot 0,0011 \cdot 35,26 \text{ N} \\
 &= 0,233 \text{ N} \\
 \Sigma F &= F_{\text{potong}} + F_{\text{gesek}} \\
 &= 128,19 \text{ N} + 0,233 \text{ N} \\
 &= 128,423 \text{ N}
 \end{aligned}$$

4.6 Menghitung Torsi Pada Disk

Berdasarkan perhitungan sebelumnya didapatkan gaya yang dibutuhkan untuk menarik papan pisau akibat pengaruh gaya gesek sebesar 128,423 N sehingga kemudian dapat dihitung torsi pada disk menggunakan rumus :



Gambar 4.9 Sket Disk

$$T = F \cdot r$$

Dimana :

T = torsi pedal

F = gaya potong 4 singkong

R = jari-jari disk

Diketahui bahwa : F = 128,423 N

$$r = 135 \text{ mm} = 0,135 \text{ m}$$

Sehingga didapatkan torsi sebagai berikut :

$$T_{\text{disk}} = F \cdot r$$

$$T_{\text{disk}} = 128,423 \text{ kgf} \cdot 0,135 \text{ m}$$

$$T_{\text{disk}} = 17,32 \text{ Nm}$$

$$T_{\text{disk}} = 176,73 \text{ kgcm}$$

4.7 Menghitung Gaya Pada Sproket Transmisi

Berdasarkan perhitungan sebelumnya didapatkan torsi pada disk sebesar 17,32 Nm sehingga dapat dihitung gaya pada sproket transmisi yang letaknya seporos dengan disk menggunakan perbandingan sebagai berikut :

$$T_{\text{disk}} = T_{\text{sproket 1}}$$

$$F_{\text{disk}} \cdot r_{\text{disk}} = F_{\text{sproket 1}} \cdot r_{\text{sproket 1}}$$

$$128,319 \text{ N} \cdot 0,135 \text{ m} = F_{\text{sproket 1}} \cdot 0,045 \text{ N}$$

$$\begin{aligned}
 F_{\text{sproket 1}} &= \frac{17,32N}{0,045} \\
 &= 384,8 \text{ N}
 \end{aligned}$$

Perbandingan dimensi sproket 1 dan sproket 2 adalah 1 : 1 sehingga $F_{\text{sproket 1}} = F_{\text{sproket 2}}$

4.8 Menghitung Gaya Pada Pedal Kaki

Berdasarkan perbandingan gaya pada sproket transmisi dapat dihitung gaya yang dibutuhkan untuk mengayuh pedal sepeda dengan perbandingan sebagai berikut :

$$\begin{aligned}
 T_{\text{sproket 3}} &= T_{\text{sproket 2}} \\
 F_{\text{sproket 3}} \cdot r_{\text{sproket 3}} &= F_{\text{sproket 2}} \cdot r_{\text{sproket 2}} \\
 F_{\text{sproket 3}} \cdot 0,084 \text{ m} &= 384,8 \text{ N} \cdot 0,045 \text{ m} \\
 F_{\text{sproket 3}} &= \frac{17,32N}{0,084} \\
 &= 206,19 \text{ N}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 T_{\text{pedal}} &= T_{\text{sproket 3}} \\
 F_{\text{pedal}} \cdot l_{\text{pedal}} &= F_{\text{sproket 3}} \cdot r_{\text{sproket 3}} \\
 F_{\text{pedal}} \cdot 0,185 \text{ m} &= 206,19 \text{ N} \cdot 0,084 \text{ m} \\
 F_{\text{pedal}} &= \frac{17,32N}{0,185} \\
 &= 93,62 \text{ N} \\
 &= 9,55 \text{ kgf}
 \end{aligned}$$

Sehingga gaya yang dibutuhkan untuk mengayuh pedal sepeda adalah 93,62 N atau 9,55 kgf

4.9 Menghitung Putaran Mesin

Berdasarkan perbandingan dimensi sproket maka dapat dihitung putaran mesin yang dihasilkan dengan asumsi putaran pada pedal kaki dianggap konstan (mengayuh sepeda santai) dengan menggunakan rumus :

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

Dimana diketahui : n_1 (putaran pedal) = 30 rpm(konstan)

D_1 (sproket transmisi) = 184 mm

D_2 (sproket pedal) = 95 mm

Sehingga putaran mesin yang dihasilkan :

$$\begin{aligned} n_2 &= \frac{184mm \cdot 30rpm}{95mm} \\ &= 58 \text{ rpm} \end{aligned}$$

4.10 Menghitung Kapasitas Mesin

Berdasarkan perhitungan sebelumnya didapatkan putaran mesin yang dihasilkan sebesar 58 rpm sehingga dapat dihitung kapasitas mesin yang dihasilkan sebagai berikut :

$$Q = n \cdot z$$

Dimana diketahui : n = putaran mesin 58 rpm

z = jumlah corong 4 buah

Sehingga kapasitas mesin :

$$\begin{aligned} Q &= 58 \text{ rpm} \cdot 4 \\ &= 232 \text{ potongan/menit} \end{aligned}$$

Apabila setiap potongan diasumsikan sama (1,6 gr) maka kapasitas mesin yang dihasilkan :

$$\begin{aligned} Q &= 1,6 \text{ gr} \cdot 58 \text{ rpm} \cdot 4 \\ &= 371,2 \text{ gr/menit} \\ &= 22,27 \text{ kg/jam} \end{aligned}$$

4.11 Menghitung Daya Perencanaan Mesin

Untuk mengetahui daya yang dibutuhkan untuk menggerakkan mesin dapat dihitung menggunakan rumus sebagai berikut :

$$\begin{aligned} T &= 71620 \frac{\text{Daya}}{\text{putaran}} \\ \text{Daya} &= \frac{T \cdot \text{putaran}}{71620} \\ \text{Daya} &= \frac{176,73 \text{ kgcm} \times 58 \text{ rpm}}{71620} \\ \text{Daya} &= 0,14 \text{ HP} \end{aligned}$$

Sedangkan daya dengan satuan kw :

$$\begin{aligned} T &= 9,74 \cdot 10^5 \frac{\text{Daya}}{\text{putaran}} \\ \text{Daya} &= \frac{T \cdot \text{putaran}}{9,74 \cdot 10^5} \\ \text{Daya} &= \frac{1767,3 \text{ kgmm} \times 58 \text{ rpm}}{9,74 \cdot 10^5} \\ \text{Daya} &= 0,11 \text{ kw} \end{aligned}$$

Sehingga daya perencanaan (Pd) :

$$P_d = F_c \cdot P$$

Dimana diketahui : F_c = Faktor koreksi untuk mesin dengan kerja sedang = 1,3 (tabel lampiran)

P = Daya mesin 0,11 kw

Sehingga daya perencanaan mesin :

$$\begin{aligned} P_d &= 1,3 \cdot 0,11 \text{ kw} \\ &= 0,143 \text{ kw} \end{aligned}$$

4.12 Perencanaan Rantai

4.12.1 Pemilihan Jenis dan Ukuran Rantai

Berdasarkan tabel jenis rantai (lampiran) *Bush-roller-chain* dengan panjang pitch 12,7 mm. Kemudian setelah menghitung daya desain maka didapatkan nomor rantai 35 dari diagram pemilihan rantai (lampiran) dengan spesifikasi ukuran pada tabel ukuran umum dan individuil rantai (lampiran).

4.12.2 Menghitung Pitch Circle Diameter (PCD)

Berdasarkan panjang pitch dapat dihitung pitch circle diameter (PCD) menggunakan rumus :

$$PCD = \frac{P}{\sin\left(\frac{180}{Z}\right)}$$

Dimana diketahui, P = panjang pitch 12,7 mm

Z_1 = Jumlah gigi sproket₁ 42 buah

Z_2 = Jumlah gigi sproket₂ 22 buah

Sehingga,

$$PCD_1 = \frac{P}{\sin\left(\frac{180}{Z_1}\right)}$$

$$\begin{aligned}
 &= \frac{12,7mm}{\sin\left(\frac{180}{42}\right)} \\
 &= \frac{12,7mm}{0,075} \\
 &= 169,3 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \text{PCD}_2 &= \frac{P}{\sin\left(\frac{180}{Z_2}\right)} \\
 &= \frac{12,7mm}{\sin\left(\frac{180}{22}\right)} \\
 &= \frac{12,7mm}{0,14} \\
 &= 90,7 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

4.12.3 Menghitung Kecepatan Rantai

Untuk menghitung kecepatan rantai yaitu jumlah panjang (feet) yang masuk ke dalam sproket tiap satuan waktu (detik) sehingga dapat dinyatakan :

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

Dimana diketahui : $D = 95 \text{ mm}$
 $n = 58 \text{ rpm}$

Sehingga,

$$V = \frac{\pi \cdot 90,7 \text{ mm} \cdot 58 \text{ rpm}}{60 \cdot 1000}$$

$$V = 0,27 \text{ m/s}$$

4.12.4 Menghitung Gaya Pada Rantai

Berdasarkan perhitungan sebelumnya diperoleh besar daya perencanaan (P_d) sebesar 0,143 kw dan kecepatan rantai sebesar 0,29 m/s sehingga dapat dihitung gaya yang bekerja pada rantai dengan persamaan :

$$F = \frac{102 \cdot P_d}{V}$$

Dimana diketahui :

$$P_d = 0,143 \text{ kW}$$

$$V = 0,27 \text{ m/s}$$

Sehingga didapatkan :

$$F = \frac{102 \cdot 0,143 \text{ kW}}{0,27 \text{ m/s}}$$

$$F = 54,02 \text{ N}$$

4.12.5 Menentukan Sudut Kontak Rantai

Untuk menghitung sudut kontak rantai dapat dilakukan berdasarkan dimensi sproket transmisi dengan rumus :

$$\begin{aligned} \alpha_1 &= 180^\circ - \frac{D_2 - D_1}{419} \cdot 60^\circ \\ &= 180^\circ - \frac{90,7 \text{ mm} - 90,7 \text{ mm}}{419} \cdot 60^\circ \\ &= 180^\circ - 0 \\ &= 180^\circ \end{aligned}$$

$$= 3,14 \text{ rad}$$

$$\begin{aligned}\alpha_2 &= 180^\circ - \frac{D_3 - D_2}{419} \cdot 60^\circ \\ &= 180^\circ - \frac{169,3\text{mm} - 90,7\text{mm}}{419} \cdot 60^\circ \\ &= 180^\circ - 0,018 \cdot 60^\circ \\ &= 178,92^\circ \\ &= 3,12 \text{ rad}\end{aligned}$$

4.12.6 Menghitung Tegangan Rantai

Untuk menghitung tegangan pada rantai (F_1 dan F_2) menggunakan rumus :

$$T \cdot \mu = Fe \cdot r$$

Dimana diketahui : $T = 17,32 \text{ Nm}$

$$r = 0,0453 \text{ m}$$

$\mu =$ koefisien gesek 0,3 (tabel)

Sehingga,

$$T \cdot \mu = Fe \cdot r$$

$$\begin{aligned}Fe &= \frac{T}{r} \cdot \mu \\ &= \frac{17,32\text{Nm}}{0,0453\text{m}} \cdot 0,3 \\ &= 382,33 \text{ N} \cdot 0,3 \\ &= 114,7 \text{ N}\end{aligned}$$

$$\frac{Fe}{F_2} = e^{\mu \cdot \theta}$$

$$\frac{Fe}{F_2} = e^{0,3 \cdot 180}$$

$$\frac{F_e}{F_2} = e^{0,94\text{rad}}$$

$$F_e = 2,55 F_2$$

$$\begin{aligned} \text{Maka, } F_2 &= \frac{F_e}{2,55} & F_1 &= F_e + F_2 \\ &= \frac{114,7\text{N}}{2,55} & &= 114,7\text{ N} + 44,98\text{ N} \\ &= 44,98\text{ N} & &= 159,68\text{ N} \end{aligned}$$

4.12.7 Menghitung Panjang Rantai

Berdasarkan diameter sproket dan jarak antara kedua sproket sehingga dapat dihitung panjang rantai yang dibutuhkan menggunakan rumus :

$$\begin{aligned} L_1 &= 2 \cdot a + \frac{\pi}{2} (D_1 + D_2) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4 \cdot a} \\ &= 2 \cdot 419 + \frac{3,14}{2} (169,3 + 90,7) + \frac{(169,3 - 90,7)^2}{4 \cdot 419} \\ &= 838\text{ mm} + 408,2\text{ mm} + 0,046\text{ mm} \\ &= 1238,24\text{ mm} \\ &= 1,238\text{ m} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} L_2 &= 2 \cdot a + \frac{\pi}{2} (D_3 + D_4) + \frac{(D_4 - D_3)^2}{4 \cdot a} \\ &= 2 \cdot 485 + \frac{3,14}{2} (90,7 + 90,7) + \frac{(90,7 - 90,7)^2}{4 \cdot 485} \\ &= 970\text{ mm} + 284,8\text{ mm} + 0 \\ &= 1218,8\text{ mm} \\ &= 1,218\text{ m} \end{aligned}$$

Maka panjang rantai yang dibutuhkan untuk rangkaian 1 adalah 1,238 m dan untuk rangkaian 2 adalah 1,218 m

4.13 Menghitung Gaya Berat Sproket

Untuk menghitung gaya berat pada sproket dapat menggunakan rumus :

$$\begin{aligned}
 W &= \rho \cdot v \cdot g \\
 &= 7850 \text{ kg/m}^3 \cdot \frac{1}{4} \cdot 3,14 \cdot (0,095 \text{ m})^2 \cdot 0,012 \text{ m} \cdot 9,8 \text{ m/s}^2 \\
 &= 0,67 \text{ kg} \cdot 9,8 \text{ m/s}^2 \\
 &= 6,57 \text{ N}
 \end{aligned}$$

4.14 Menghitung Gaya Berat Disk

Untuk menghitung gaya berat pada disk dapat menggunakan rumus :

$$\begin{aligned}
 W &= \rho \cdot v \cdot g \\
 &= 7850 \text{ kg/m}^3 \cdot \frac{1}{4} \cdot 3,14 \cdot (0,0165 \text{ m})^2 \cdot 0,016 \text{ m} \cdot 9,8 \text{ m/s}^2 \\
 &= 7,1435 \text{ kg} \cdot 9,8 \text{ m/s}^2 \\
 &= 70 \text{ N}
 \end{aligned}$$

4.15 Perencanaan Poros

4.15.1 Menghitung Gaya Sproket Terhadap Poros

Berdasarkan tegangan pada rantai (F_1 dan F_2) maka dapat dihitung gaya yang bekerja pada poros (F_v dan F_H) dengan perhitungan :

$$\begin{aligned}
 \text{Tg } \beta &= y/x & \text{Tg } \alpha &= \frac{D_2 - D_1}{a} \\
 \text{Tg } \beta &= \frac{151}{290} & \text{Tg } \alpha &= \frac{90,7 - 90,7}{485} \\
 \text{Tg } \beta &= 0,52 & \text{Tg } \alpha &= 0 \\
 \beta &= 27,5^\circ & \alpha &= 0
 \end{aligned}$$

Maka sudut total,

$$\begin{aligned}
 \theta &= \alpha + \beta \\
 &= 27,50^\circ + 0
 \end{aligned}$$

$$= 27,50^\circ$$

$$\begin{aligned} F_{1x} &= F_1 \sin \theta \\ &= 159,68 \text{ N} \sin 27,5^\circ \\ &= 73,73 \text{ N} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} F_{1y} &= F_1 \cos \theta \\ &= 159,68 \text{ N} \cos 27,5^\circ \\ &= 141,6 \text{ N} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} F_{2x} &= F_2 \sin \theta \\ &= 44,98 \text{ N} \sin 27,5^\circ \\ &= 20,7 \text{ N} \end{aligned}$$

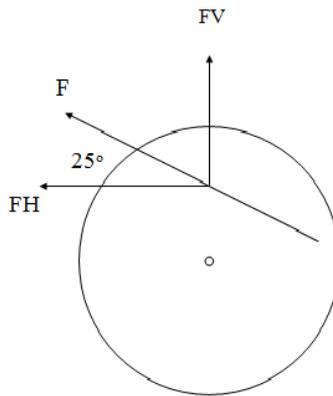
$$\begin{aligned} F_{2y} &= F_2 \cos \theta \\ &= 44,98 \text{ N} \cos 27,5^\circ \\ &= 39,8 \text{ N} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} F_H &= F_{1x} + F_{2x} \\ &= 73,73 \text{ N} + 20,7 \text{ N} \\ &= 94,43 \text{ N} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} F_v &= F_{1y} + F_{2y} \\ &= 141,6 \text{ N} + 39,8 \text{ N} \\ &= 181,4 \text{ N} \end{aligned}$$

4.15.2 Menghitung Gaya Disk Terhadap Poros

Berdasarkan gaya minimum yang digunakan untuk memotong singkong (posisi 90°) sehingga dapat dihitung gaya yang bekerja pada poros (F_H dan F_v) dengan perhitungan :

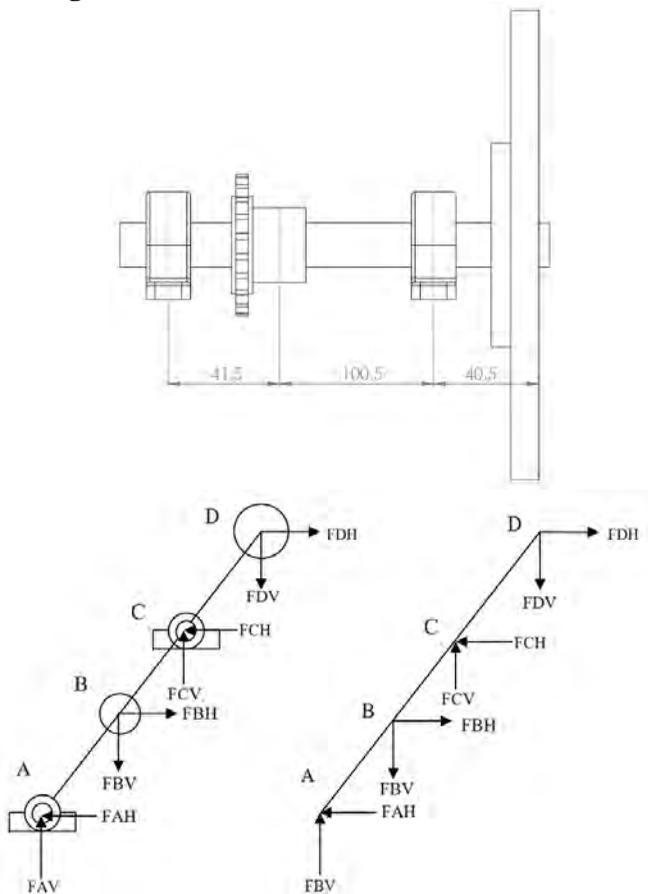


Gambar 4.10 disk pada posisi 90°

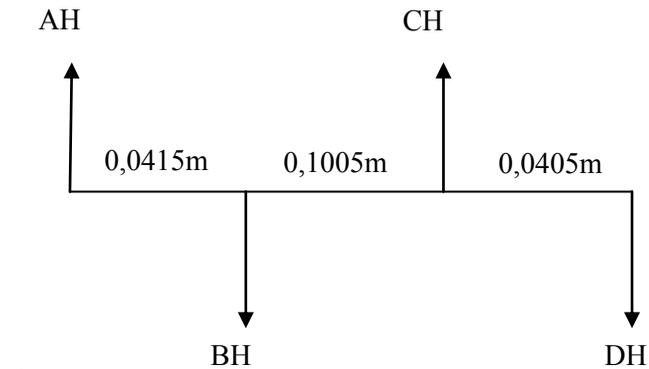
$$F_H = F \cos 25^\circ$$

$$\begin{aligned}
 &= 128,319 \cos 25^\circ \\
 &= 116,3 \text{ N} \\
 F_v &= F \sin 25^\circ \\
 &= 128,319 \sin 25^\circ \\
 &= 54,22 \text{ N}
 \end{aligned}$$

4.15.3 Diagram Benda Bebas



Gambar 4.11 diagram benda bebas

Bidang Horizontal

$$\curvearrowright + \Sigma M_a = 0$$

$$-BH \cdot 0,0415 + CH \cdot 0,142 - DH \cdot 0,1825 = 0$$

$$-94,43 \cdot 0,0415 + CH \cdot 0,142 - 116,3 \cdot 0,1825 = 0$$

$$-3,91 + CH \cdot 0,142 - 21,2 = 0$$

$$CH = \frac{25,11 Nm}{0,142 m}$$

$$= 176,8 \text{ N}$$

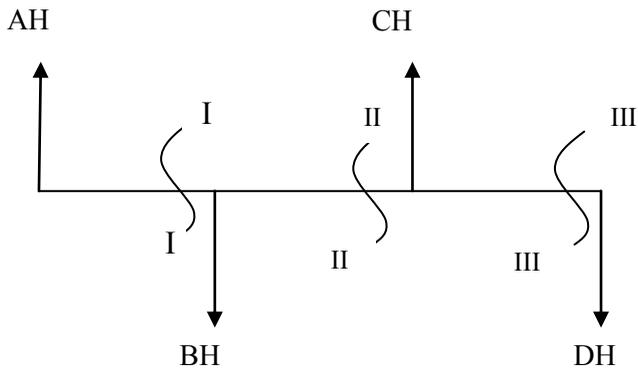
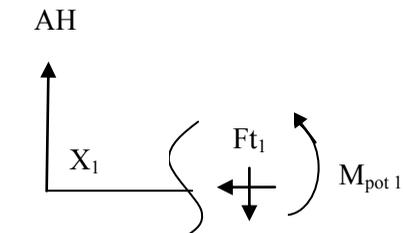
$$\uparrow + \Sigma F_x = 0$$

$$AH - BH + CH - DH = 0$$

$$AH - 94,43 + 176,8 - 116,3 = 0$$

$$AH = 33,93 \text{ N}$$

Gambar Potongan Poros Horizontal

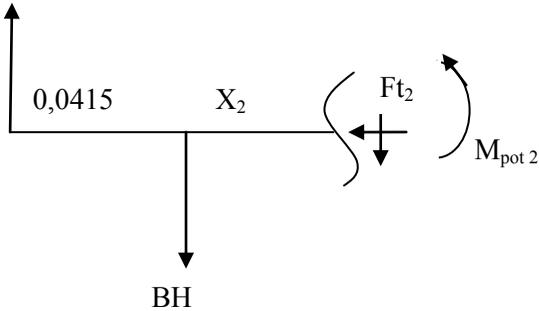
Potongan I-I, $0 \leq X_1 \leq 0,0415$ m

$$\begin{aligned}
 \curvearrowright + \Sigma M_{pot1} &= 0 \\
 AH \cdot X_1 - M_{pot1} &= 0 \\
 M_{pot1} &= AH \cdot X_1 \\
 \text{Misal } X_1 &= 0,0415 \text{ m} \\
 M_{pot1} &= 33,93 \text{ N} \cdot 0,0415 \text{ m} \\
 &= 1,4 \text{ Nm}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \uparrow + \Sigma F_x &= 0 \\
 AH - F_{t1} &= 0 \\
 F_{t1} &= AH \\
 &= 33,93 \text{ N}
 \end{aligned}$$

Potongan II-II, $0 \leq X_2 \leq 0,1005$ m

AH



$$\uparrow + \sum M_{\text{pot } 2} = 0$$

$$AH (0,0415 + X_2) - BH (X_2) - M_{\text{pot } 2} = 0$$

$$M_{\text{pot } 2} = BH (X_2) - AH (0,0415 + X_2)$$

Misal $X_2 = 0,1005$ m

$$\begin{aligned} M_{\text{pot } 2} &= 94,43 (0,1005) - 33,93 (0,0415 + 0,1005) \\ &= 9,49 - 4,81 \\ &= 4,68 \text{ Nm} \end{aligned}$$

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

$$AH - BH - Ft_2 = 0$$

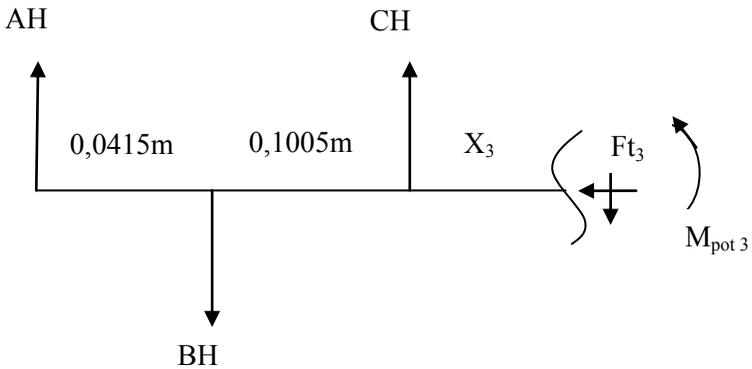
$$Ft_2 = AH - BH$$

$$= 33,93 - 94,43$$

$$= -60,5 \text{ N}$$

$$= 60,5 \text{ N (berlawanan arah gambar)}$$

Potongan III-III, $0 \leq X_3 \leq 0,0405$ m



$$\begin{aligned}
 \uparrow + \Sigma M_{\text{pot } 3} &= 0 \\
 \text{AH} (0,142 + X_3) - \text{BH} (0,1005 + X_3) + \text{CH} (X_3) - M_{\text{pot } 3} &= 0 \\
 M_{\text{pot } 3} &= \text{BH} (0,1005 + X_3) + \text{AH} (0,142 + X_3) - \text{CH} (X_3) \\
 \text{Misal } X_3 &= 0,0405 \text{ m} \\
 M_{\text{pot } 3} &= 93,43 (0,142) - 33,93 (0,1825) - 176,8 (0,0405) \\
 &= 13,26 - 6,19 - 7,07 \\
 &= 0 \text{ Nm}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \uparrow + \Sigma F_x &= 0 \\
 \text{AH} - \text{BH} + \text{CH} - \text{Ft}_3 &= 0 \\
 \text{Ft}_3 &= \text{AH} - \text{BH} + \text{CH} \\
 &= 33,93 - 93,43 + 176,8 \\
 &= 117,3 \text{ N}
 \end{aligned}$$

Diagram momen bending bidang horizontal

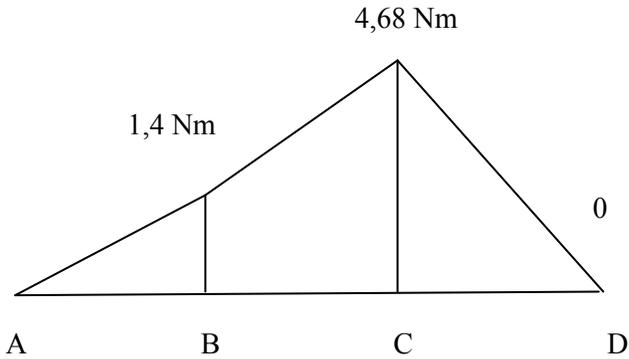
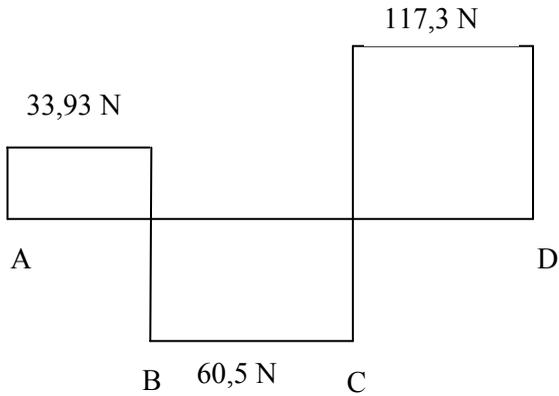
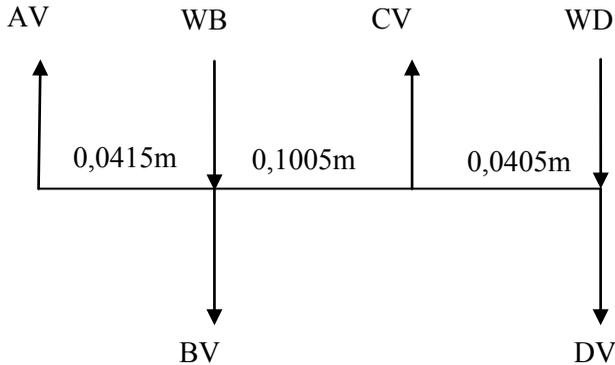


Diagram gaya geser bidang horizontal



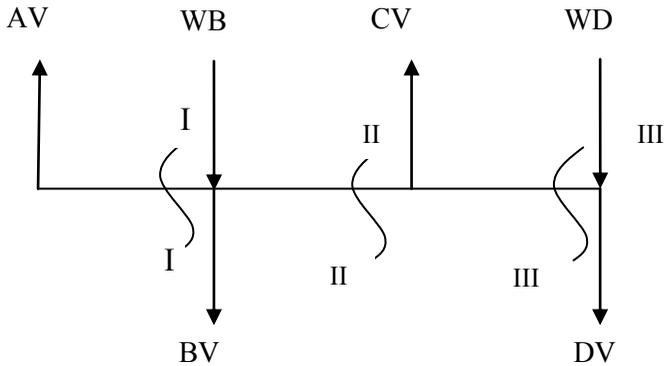
Bidang Vertikal



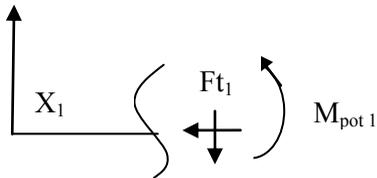
$$\begin{aligned}
 \uparrow + \Sigma M_a &= 0 \\
 -BV \cdot 0,0415 - WB \cdot 0,0415 + CV \cdot 0,142 - DV \cdot 0,1825 \\
 - WD \cdot 0,1825 &= 0 \\
 CV \cdot 0,142 &= 181,4 \cdot 0,0415 + 6,57 \cdot 0,0415 + 54,22 \cdot 0,1825 \\
 &+ 70 \cdot 0,1825 \\
 CV &= \frac{7,52 + 0,27 + 9,8 + 12,8}{0,142m} \\
 &= \frac{30,05Nm}{0,142m} \\
 &= 211,6 \text{ N}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \uparrow + \Sigma F_y &= 0 \\
 AV - WB - BV + CV - DV - WD &= 0 \\
 AV &= WB + BV - CV + DV + WD \\
 &= 6,57 + 173,04 - 211,6 + 54,22 + 70 \\
 &= 92,23 \text{ N}
 \end{aligned}$$

Gambar potongan bidang vertikal

Potongan I-I, $0 \leq X_1 \leq 0,0415$ m

AV



$$\uparrow + \sum M_{pot 1} = 0$$

$$AV(X_1) - M_{pot 1} = 0$$

$$M_{pot 1} = AV(X_1)$$

Misal $X_1 = 0,0415$ m

$$M_{pot 1} = AV(0,0415)$$

$$= 92,23 \cdot 0,0415$$

$$= 3,82 \text{ Nm}$$

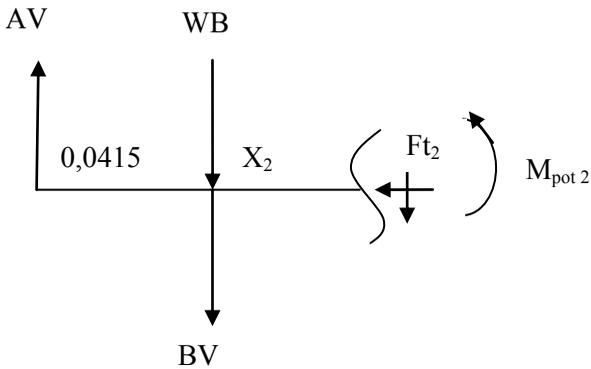
$$\uparrow + \sum F_y = 0$$

$$AV - F_{t1} = 0$$

$$F_{t1} = AV$$

$$= 92,23 \text{ N}$$

Potongan II-II, $0 \leq X_2 \leq 0,1005 \text{ m}$



$$\uparrow + \Sigma M_{\text{pot } 2} = 0$$

$$AV (0,0415 + X_2) - WB (X_2) - BV (X_2) - M_{\text{pot } 2} = 0$$

$$M_{\text{pot } 2} = AV (0,0415 + X_2) - WB (X_2) - BV (X_2)$$

Misal $X_2 = 0,1005 \text{ m}$

$$M_{\text{pot } 2} = 92,23 (0,0415 + 0,1005) - 6,57 (0,1005) - 173,04 (0,1005)$$

$$= 13 - 0,66 - 17,39$$

$$= - 5,05 \text{ Nm}$$

$$= 5,05 \text{ Nm (berlawanan arah gambar)}$$

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

$$AV - WB - BV - Ft_2 = 0$$

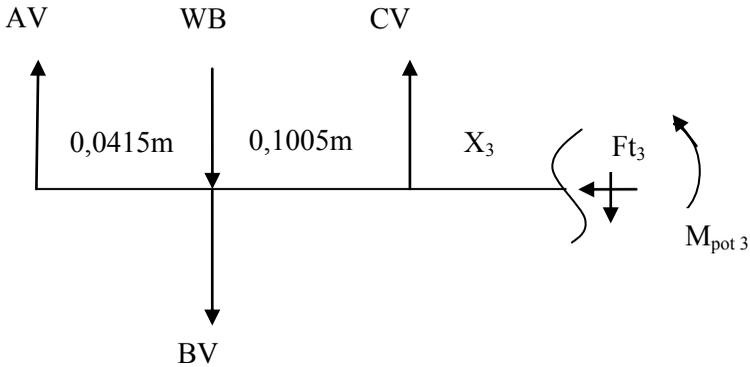
$$Ft_2 = AV - WB - BV$$

$$= 92,23 - 6,57 - 173,04$$

$$= - 87,38 \text{ N}$$

$$= 87,38 \text{ N (berlawanan arah gambar)}$$

Potongan III-III, $0 \leq X_3 \leq 0,0405$ m



$$\uparrow + \Sigma M_{pot\ 3} = 0$$

$$AV (0,142 + X_3) - WB (0,1005 + X_3) - BV (0,1005 + X_3) + CV (X_3) - M_{pot\ 3} = 0$$

$$M_{pot\ 3} = AV (0,142 + X_3) - WB (0,1005 + X_3) - BV (0,1005 + X_3) + CV (X_3)$$

$$\text{Misal } X_3 = 0,0405 \text{ m}$$

$$M_{pot\ 3} = 92,23 (0,142 + 0,0405) - 6,57 (0,1005 + 0,0405) - 173,04 (0,1005 + 0,0405) + 211,6 (0,0405)$$

$$M_{pot\ 3} = 16,83 - 0,92 - 24,4 + 8,49 = 0$$

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

$$AV - WB - BV + CV - Ft_3 = 0$$

$$Ft_3 = AV - WB - BV + CV = 92,23 - 6,57 - 173,04 + 211,6 = 124,22 \text{ N}$$

Diagram momen bidang vertikal

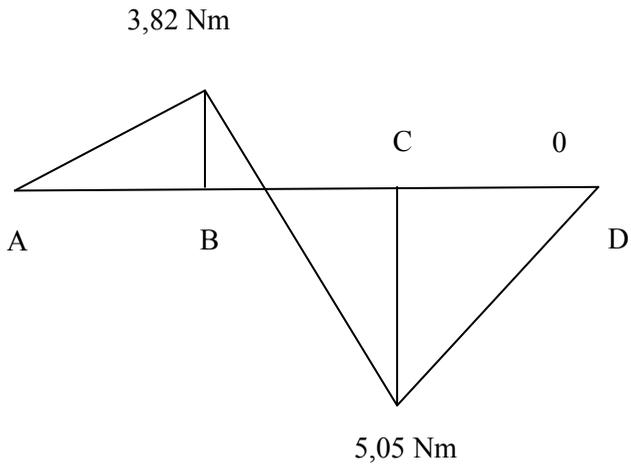
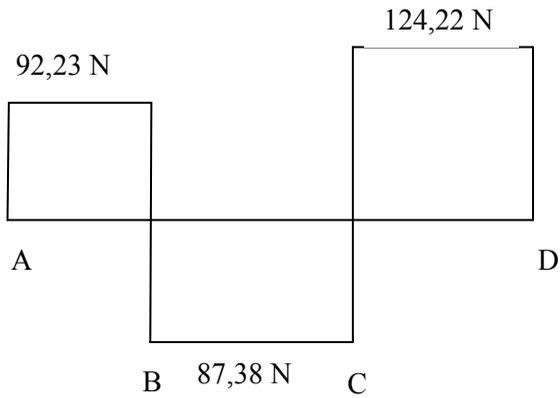


Diagram tegangan geser bidang vertikal



4.15.4 Menghitung Momen Terbesar Poros

Berdasarkan perhitungan diagram benda bebas dapat dihitung momen terbesar pada poros (M_H dan M_V) menggunakan rumus :

$$M_b = \sqrt{(M_H)^2 + (M_V)^2}$$

Dimana diketahui : $M_H = 4,68 \text{ Nm}$

$$M_V = 5,05 \text{ Nm}$$

$$\begin{aligned} M_b &= \sqrt{(4,68)^2 + (5,05)^2} \\ &= \sqrt{21,9 + 25,5} \\ &= \sqrt{47,4} \\ &= 6,89 \text{ Nm} \\ &= 60,62 \text{ lbf.in} \end{aligned}$$

4.15.5 Menghitung Tegangan Geser Terbesar Poros

Berdasarkan perhitungan diagram benda bebas dapat dihitung tegangan geser terbesar pada poros (V_H dan V_V) menggunakan rumus :

$$V = \sqrt{(V_H)^2 + (V_V)^2}$$

Dimana diketahui $V_H = 116,3 \text{ N}$

$$V_V = 124,22 \text{ N}$$

Sehingga,

$$\begin{aligned} V &= \sqrt{(116,3)^2 + (124,22)^2} \\ &= \sqrt{13525,69 + 15430,6} \\ &= \sqrt{28956,29} \\ &= 170,16 \text{ N} = 38,25 \text{ lbf} \end{aligned}$$

4.15.6 Menghitung Momen Torsi Poros

Untuk menghitung momen torsi pada poros dapat menggunakan rumus :

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

Dimana diketahui : P = daya pada mesin 0,14 HP
n = putaran mesin 58 rpm

Sehingga,

$$Mt = 63000 \frac{0,14HP}{58rpm}$$

$$Mt = 152,07 \text{ lbf.in}$$

4.15.7 Menghitung Momen Tahanan Polar Poros

Berdasarkan diameter poros dapat dihitung momen tahanan polar pada poros menggunakan rumus :

$$W_t = \frac{I}{\gamma} = \frac{I}{0,5.D}$$

Dimana diketahui D = 25 mm = 0,98 in

I = momen inersia polar untuk penampang

$$\text{lingkarang penuh } \frac{\pi.D^4}{32}$$

Sehingga,

$$W_t = \frac{\pi.D^4}{32 \cdot 0,5.D}$$

$$\begin{aligned}
 & \frac{\pi \cdot 0,98^4}{32} \\
 &= \frac{0,5 \cdot 0,98}{2,89 \text{ in}^4} \\
 &= \frac{32}{0,49 \text{ in}} \\
 &= \frac{0,09 \text{ in}^4}{0,49 \text{ in}} \\
 &= 0,18 \text{ in}^3
 \end{aligned}$$

4.15.8 Menghitung Tegangan Puntir Poros

Berdasarkan perhitungan momen torsi dan momen tahanan polar maka dapat dihitung tegangan puntir yang terjadi pada poros dengan rumus :

$$\begin{aligned}
 \tau &= \frac{Mt}{W_t} = \frac{16 \cdot Mt}{\pi \cdot D^3} \\
 &= \frac{16 \cdot 152,07 \text{ lbf} \cdot \text{in}}{3,14 \cdot 0,98^3 \text{ in}} \\
 &= \frac{2433,12 \text{ lbf} \cdot \text{in}}{2,95 \text{ in}^3} \\
 &= 824,78 \text{ lbf} \cdot \text{in}^{-2}
 \end{aligned}$$

4.15.9 Menghitung Tegangan Maksimum Poros

Berdasarkan perhitungan momen bending (M_b) dan momen torsi pada poros (M_t) dapat dihitung tegangan maksimum pada poros menggunakan rumus :

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

$$\text{Dimana, } \sigma_x = \frac{32.Mb}{\pi.D^3} \text{ dan } \tau = \frac{16.Mt}{\pi.D^3}$$

Sehingga,

$$\begin{aligned} \tau_{\max} &= \sqrt{\left(\frac{16.Mb}{\pi.D^3}\right)^2 + \left(\frac{16.Mt}{\pi.D^3}\right)^2} \\ &= \sqrt{\left(\frac{16.184,25\text{ lbf.in}}{3,14.0,98^3 \text{ in}}\right)^2 + \left(\frac{16.152,07\text{ lbf.in}}{3,14.0,98^3 \text{ in}}\right)^2} \\ &= \sqrt{\left(\frac{969,92\text{ lbf.in}}{2,9\text{ in}^3}\right)^2 + \left(\frac{2433,12\text{ lbf.in}}{2,9\text{ in}^3}\right)^2} \\ &= \sqrt{(334,4)^2 + (839)^2} \\ &= \sqrt{111823,36 + 703921} \\ &= \sqrt{815744,36} \\ &= 903,18 \text{ lbf.in}^{-2} \end{aligned}$$

4.15.10 Menghitung Syarat Bahan Poros Aman

Berdasarkan perhitungan tegangan maksimum maka dapat dihitung bahan poros yang aman menggunakan rumus :

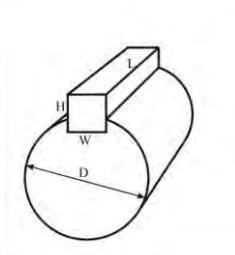
$$\begin{aligned} \tau_{\max} &\leq \frac{0,58.Syp}{Sf} \\ 903,18 \text{ psi} &\leq \frac{0,58.Syp}{2} \\ \frac{903,18 \text{ psi} \cdot 2}{0,58} &\leq Syp \\ 3114,4 \text{ psi} &\leq Syp \end{aligned}$$

Sehingga bahan poros yang digunakan adalah AISI 1095 Annealing pada temperatur 200°C

4.16 Perencanaan Pasak

4.16.1 Menghitung Panjang Pasak

Untuk menghitung panjang pasak terhadap tegangan geser yang terjadi menggunakan rumus :



Gambar 4.12 Sket pasak

$$\tau_{\max} = \frac{2T}{W.L.D}$$

Dimana diketahui, $D = 0,98 \text{ in}$

$$T = 152,07 \text{ lbf.in}$$

$$W = \text{lebar pasak } 25\% \text{ dari diameter poros} \\ = 0,24 \cdot 25 \text{ mm} = 6,25 \text{ mm} = 0,24 \text{ in}$$

$$\tau_{\max} = \frac{2T}{W.L.D}$$

$$903,18 \text{ lbf.in}^{-2} = \frac{2.152,07 \text{ lbf.in}}{0,24 \text{ in} \cdot L \cdot 0,98 \text{ in}}$$

$$L = \frac{2.152,07 \text{ lbf.in}}{0,24 \text{ in} \cdot 0,98 \text{ in} \cdot 903,18 \text{ lbf.in}^{-2}}$$

$$\begin{aligned}
 &= \frac{304,14\text{ lbf} \cdot \text{in}}{212,42\text{ lbf}} \\
 &= 1,43 \text{ in} \\
 &= 36,32 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

4.16.2 Menghitung Tegangan Kompresi Pasak

Berdasarkan perhitungan panjang pasak maka dapat dihitung besarnya tegangan kompresi pada pasak menggunakan rumus :

$$\begin{aligned}
 \sigma_c &= \frac{4T}{W.L.D} \\
 &= \frac{4.152,07\text{ lbf} \cdot \text{in}}{0,24\text{ in} \cdot 0,98\text{ in} \cdot 1,43\text{ in}} \\
 &= \frac{608,28\text{ lbf} \cdot \text{in}}{0,33\text{ in}^3} \\
 &= 1843,27 \text{ lbf} \cdot \text{in}^{-2}
 \end{aligned}$$

4.16.3 Menghitung Syarat Bahan Pasak Aman

Berdasarkan tegangan geser dan tegangan kompresi dapat dihitung syarat bahan aman untuk menerima tegangan geser dan tegangan kompresi menggunakan rumus :

Syarat bahan aman terhadap tegangan geser

$$\begin{aligned}
 \frac{2T}{W.L.D} &\leq \frac{k_s \cdot Syp}{Sf} \\
 \frac{2.152,07\text{ lbf} \cdot \text{in}}{0,24\text{ in} \cdot 0,98\text{ in} \cdot 1,43\text{ in}} &\leq \frac{0,6 \cdot Syp}{2} \\
 \frac{903,07\text{ lbf} \cdot \text{in}^{-2} \cdot 2}{0,6} &\leq Syp \\
 3010\text{ psi} &\leq Syp
 \end{aligned}$$

Syarat bahan aman terhadap tegangan geser

$$\frac{4T}{W.L.D} \leq \frac{kc.Syp}{Sf}$$

$$\frac{4.152,07lbf.in}{0,24in.0,98in.1,43in} \leq \frac{1,2.Syp}{2}$$

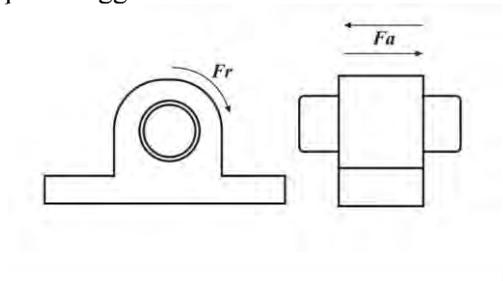
$$\frac{1843,27lbf.in^{-2}.2}{1,2} \leq Syp$$

$$3072,11psi \leq Syp$$

4.17 Perhitungan Bantalan

4.17.1 Menghitung Gaya Radial Bantalan

Untuk menghitung gaya radial yang bekerja pada bantalan dapat menggunakan rumus :



Gambar 4.13 Gaya pada bantalan

$$F = \sqrt{(FH)^2 + (FV)^2}$$

Dimana diketahui, FAH = 30,81 N

FAV = 92,23 N

FCV = 211,6 N

FCH = 175,6 N

Pada bantalan A

$$F_A = \sqrt{(FAH)^2 + (FAV)^2}$$

$$\begin{aligned}
&= \sqrt{(30,81N)^2 + (92,23N)^2} \\
&= \sqrt{949,2 + 8506,3} \\
&= \sqrt{9455,5} \\
&= 97,23 \text{ N} \\
&= 21,86 \text{ lbf}
\end{aligned}$$

Pada bantalan C

$$\begin{aligned}
F_c &= \sqrt{(FCH)^2 + (FCV)^2} \\
&= \sqrt{(175,6N)^2 + (211,6N)^2} \\
&= \sqrt{30935,3 + 44774,56} \\
&= \sqrt{75609,8} \\
&= 274,9 \text{ N} \\
&= 61,8 \text{ lbf}
\end{aligned}$$

4.17.2 Menghitung Beban Ekuivalen

Untuk menghitung beban ekuivalen pada bantalan dapat menggunakan rumus :

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

Dimana diketahui,

1. Bearing yang digunakan *Single Row Deep Groove Ball Bearing*
2. Untuk ring dalam berputar $V = 1$
3. Untuk diameter dalam 25 mm, $C_o = 2390$ dan $C = 3660$
4. Gaya kearah aksial $F_a = 0$
5. Karena $i \cdot F_a / C_o \leq 1$, maka $X = 1$ dan $Y = 0$

Pada Bantalan A

$$\begin{aligned} P &= V \cdot X \cdot Fr \\ &= 1 \cdot 1 \cdot 21,86 \text{ lbf} \\ &= 21,86 \text{ lbf} \end{aligned}$$

Pada Bantalan C

$$\begin{aligned} P &= V \cdot X \cdot Fr \\ &= 1 \cdot 1 \cdot 61,81 \text{ lbf} \\ &= 61,81 \text{ lbf} \end{aligned}$$

4.17.3 Menghitung Umur Bantalan

Berdasarkan perhitungan beban ekuivalen dapat dihitung waktu penggantian bantalan menggunakan rumus :

Pada Bantalan A

$$\begin{aligned} L_{10h} &= \left(\frac{C}{P} \right)^b X \left(\frac{10^6}{60 \cdot rpm} \right) \\ &= \left(\frac{3660}{21,86 \text{ lbf}} \right)^3 X \left(\frac{10^6}{60 \cdot 58 \text{ rpm}} \right) \\ &= (167,43 \text{ lbf})^3 X \frac{10^6}{3480} \\ &= \frac{4693532,52 \cdot 10^6}{3480} \\ &= 1348,71 \times 10^6 \text{ Jam kerja} \end{aligned}$$

Pada Bantalan C

$$\begin{aligned}L_{10h} &= \left(\frac{C}{P}\right)^b X \left(\frac{10^6}{60.rpm}\right) \\&= \left(\frac{3660}{61,81lb_f}\right)^3 X \left(\frac{10^6}{60.58rpm}\right) \\&= (59,2lb_f)^3 X \frac{10^6}{3480} \\&= \frac{207474,69.10^6}{3480} \\&= 59,61 \times 10^6 \text{ Jam kerja}\end{aligned}$$

BAB V

KESIMPULAN

5.1 Kesimpulan

Dari perencanaan dan perhitungan pada mesin pemotong singkong dengan menggunakan mekanisme pedal, diperoleh data-data sebagai berikut :

1. Panjang langkah pisau untuk memotong singkong adalah 120 mm.
2. Dari perhitungan gaya maksimal untuk memotong 4 buah singkong adalah 128,19 N.
3. Jumlah putaran pada disk adalah 58 rpm.
4. Penggerak yang digunakan adalah pedal manual dengan putaran 30 rpm dan memiliki gigi sprocket berjumlah 42
5. Ukuran diameter sprocket transmisi adalah 95 mm dengan jumlah gigi sprocket 22
6. Rantai yang digunakan adalah *bush-roller-chain* dengan panjang pitch 12,7 mm, nomor rantai 35, dan panjang rantai 1,238 m dan 1,218 m
7. Poros yang digunakan dari bahan baja AISI 1095, dengan diameter 25 mm dan panjang 221 mm
8. Bearing yang digunakan pada system kerja poros adalah *Journal bearing* dengan diameter dalam 25 mm
9. Dari perhitungan, kapasitas mesin adalah 22,27 kg/jam

5.2 Saran

- Perlu ditambahkan perhitungan dari segi ergonomi untuk memberikan kenyamanan pada operator agar tidak mengalami kelelahan.
- Penekan singkong sebaiknya diberi mekanisme tambahan agar penekan dapat mengangkat dengan cepat dan tidak menggunakan tangan (manual), sehingga dapat mempermudah dan mempercepat pengoperasian dalam hal memasukkan singkong ke dalam corong.
- Dari segi konstruksi sebaiknya rangka mesin dibuat lebih kuat dan kokoh untuk mengurangi besarnya getaran yang ditimbulkan oleh putaran disk dan connecting.

DAFTAR PUSTAKA

1. Deutschman, Aaron D. 1975. *Machine Design : Theory and Practice*. New York : Macmillan Publishing Co., Inc.
2. Doborvolsky v . *Machine Elements* : Peace Publishers , Moscow
3. Sularso, Kiyokatsu Suga. 1994: *Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin*, PT Pradnya Paramitha, Jakarta
4. Winandar, Nikolaus dan M. Hafidin. 2004 : *Mesin Pemotong Singkong Automatis* . Institut Teknologi Sepuluh Nopember, Surabaya.
5. Pasisko, Andik. 2005 : *Mesin Pemotong Ketela*. Institut Teknologi Sepuluh Nopember, Surabaya
6. Hermanto, Bambang dan Andi Setiyanto. 2007 : *Modifikasi Mesin Pemotong Singkong Kontinu Dengan Hasil Potongan Berbentuk Oval dan Empat Persegi Panjang*. Institut Teknologi Sepuluh Nopember, Surabaya.
7. Riyadi. 2009 : *Perencanaan Mekanisme dan Daya Pada Mesin Pemotong Singkong*. Institut Teknologi Sepuluh Nopember, Surabaya
8. Diktat Elemen Mesin I . Jurusan D3 Teknik mesin FTI-ITS, Surabaya
9. Diktat Elemen Mesin II, Jurusan D3 Teknik Mesin FTI-ITS, Surabaya
10. Setyo Wahyu Pamungkas dan Eko Pristiwanto.2010 : *Rancang Bangun Mesin Pemotong Singkong Dengan Menggunakan Metode Reciprocating*.Laporan Tugas Akhir Jurusan D3 Teknik Mesin FTI-ITS, Surabaya.
11. Imelda Magdalena dan Didit Eko Prahmana Sardi.2011: *Rancang Bangun Mesin Pemotong Singkong Dengan Menggunakan Metode Cam Follower*.Laporan Tugas Akhir Jurusan D3 Teknik Mesin FTI-ITS, Surabaya.
12. <https://www.scribd.com/Elemen-Mesin-Rantai>
13. <https://www.wikipedia.com/sproket>

14. <https://www.wikipedia.com/rantai>
15. <https://www.wikipedia.com/bearing>



Penulis dilahirkan di Makassar, 6 April 1992. Penulis telah menempuh pendidikan formal yaitu di SDN Kertajaya XIII/219 Surabaya, SMP Negeri 19 Surabaya, SMA Negeri 4 Surabaya. Setelah lulus dari SMA tahun 2010 penulis menempuh pendidikan di Program Studi D3 Teknik Mesin FTI-ITS dengan NRP 2110030057.

Selama menjalani masa perkuliahan, penulis aktif mengikuti berbagai organisasi tingkat jurusan, fakultas, institusi, maupun nasional. Organisasi yang pernah diikuti antara lain sebagai staff Humas HMDM, Kepala Divisi Kewirausahaan HMDM, anggota Forum Jurnalis FTI, anggota Inkubator ITS, dan anggota Indonesian Business Forum (IBF).

Penulis pernah menjadi perwakilan ITS dalam lomba “National Business Plan Competition 2012” di Institut Pertanian Bogor (IPB) dan mendapatkan Juara Pertama. Selain itu, penulis juga pernah diberi kesempatan untuk membuka stand dalam acara International Java Jazz Festival di Jakarta sebagai perwakilan usaha mahasiswa dari Jawa Timur. Penulis juga menjadi finalis Wirausaha Muda Mandiri 2013 untuk wilayah Jawa Timur.

Penulis kini menjadi pemilik dari UKM mahasiswa bernama Bunarendang dibawah naungan dari Inkubator ITS yang telah memiliki cabang di kota-kota besar di Indonesia seperti Surabaya, Jakarta, Bandung, Balikpapan, Solo, Bali, dan Makassar. Penulis juga aktif menjadi pembicara dan motivator bisnis di berbagai seminar dan kuliah tamu di ITS.

LAMPIRAN 1. (Data Hasil Observasi)

DATA HASIL OBSERVASI HOME INDUSTRI KERIPIK SINGKONG

Nama produk	: Kripik singkong FARI
Lokasi Industri	: Ds.Lemah Kembar RT04/RW04 Kec.Sumberasih, Kab.Probolinggo, Jawa Timur
Nama pemilik	: Bpk.Mukrim
No HP	: 085258032437
Alat yang digunakan	: Pemotong singkong manual
Bahan baku	: Singkong dan ketela rambat
Harga alat	: Rp.50.000,-
Masa kerja alat	: 4 jam/kwintal
Jumlah karyawan	: 4 orang
Daerah pemasaran	: Lokal (Kota Probolinggo)
Kendala produksi	: - Menghabiskan waktu yang lama - Menghabiskan banyak tenaga - Hasil produksi relatif sedikit - Biaya jasa pekerja yang mahal

LAMPIRAN 2. (Alat Potong Singkong Manual)



LAMPIRAN 3. (Kegiatan di *Home Industry* “FARI”)



LAMPIRAN 4. (Mesin Potong Singkong di Poltek SAKTI)



Mesin menggunakan system pemotongan secara horizontal dan menggunakan satu hopper

LAMPIRAN 5. (Dudukan Pisau)



Perencanaan lubang pisau pada papan stainless steel



Papan pisau stainless yang telah dilakukan proses machining

LAMPIRAN 6. (Pembuatan Mesin)



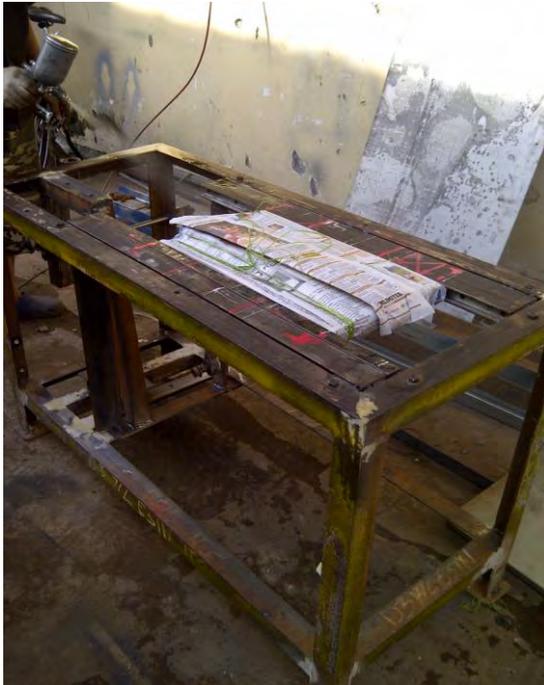
Pembuatan rangka awal mesin



Setting untuk menyesuaikan papan pisau dengan rangka mesin



Komponen-komponen mesin yang telah di *assembly*



Persiapan pengecatan rangka



Rangka setelah dilakukan proses pengecatan

LAMPIRAN 8. (Hasil Potongan Singkong)



Ketebalan hasil pemotongan



Hasil pemotongan

LAMPIRAN 9. (Tabel Konversi)

Table F-1 Selected Units Conversion Factors

Note That These Conversion Factors (and Others) are Built Into the *TKSolver* Files UNITMAST and STUDENT

Multiply this	by	this	to get	this	Multiply this	by	this	to get	this
acceleration					mass moment of inertia				
in/sec ²	x	0.0254	=	m/sec ²	lb-in-sec ²	x	0.1138	=	N-m-sec ²
ft/sec ²	x	12	=	in/sec ²	moments and energy				
angles					in-lb	x	0.1138	=	N-m
radian	x	57.2958	=	deg	ft-lb	x	12	=	in-lb
area					N-m	x	8.7873	=	in-lb
in ²	x	645.16	=	mm ²	N-m	x	0.7323	=	ft-lb
ft ²	x	144	=	in ²	power				
area moment of inertia					HP	x	550	=	ft-lb/sec
in ⁴	x	416 231	=	mm ⁴	HP	x	33 000	=	ft-lb/min
in ⁴	x	4.162E-07	=	m ⁴	HP	x	6 600	=	in-lb/sec
m ⁴	x	1.0E+12	=	mm ⁴	HP	x	745.7	=	watts
m ⁴	x	1.0E+08	=	cm ⁴	N-m/sec	x	8.7873	=	in-lb/sec
ft ⁴	x	20 736	=	in ⁴	pressure and stress				
density					psi	x	6 894.8	=	Pa
lb/in ³	x	27.6805	=	g/cc	psi	x	6.895E-3	=	MPa
g/cc	x	0.001	=	g/mm ³	psi	x	144	=	psf
lb/ft ³	x	1 728	=	lb/in ³	kpsi	x	1 000	=	psi
kg/m ³	x	1.0E-06	=	g/mm ³	N/m ²	x	1	=	Pa
force					N/mm ²	x	1	=	MPa
lb	x	4.448	=	N	spring rate				
N	x	1.0E+05	=	dyne	lb/in	x	175.126	=	N/m
ton (short)	x	2 000	=	lb	lb/ft	x	0.08333	=	lb/in
length					stress intensity				
in	x	25.4	=	mm	MPa-m ^{0.5}	x	0.909	=	ksi-in ^{0.5}
ft	x	12	=	in	velocity				
mass					in/sec	x	0.0254	=	m/sec
blob	x	386.4	=	lb	ft/sec	x	12	=	in/sec
slug	x	32.2	=	lb	rad/sec	x	9.5493	=	rpm
blob	x	12	=	slug	volume				
kg	x	2.205	=	lb	in ³	x	16 387.2	=	mm ³
kg	x	9.8083	=	N	ft ³	x	1 728	=	in ³
kg	x	1 000	=	g	cm ³	x	0.061023	=	in ³
					m ³	x	1.0E+9	=	mm ³

LAMPIRAN 10. (Kriteria Kriteria Singkong)

No	Diameter Singkong	Massa Singkong
1	6,6 mm	0,5 kg
2	6,8 mm	0,57 kg
3	7,1 mm	0,6 kg
4	6,5 mm	0,49 kg
5	5,4 mm	0,44 kg
Rata2	6,4 mm	0,52 kg



LAMPIRAN 11. (Faktor Koreksi)

Mesin yang digerakkan		Penggerak					
		Momen puntir puncak 200%			Momen puntir puncak $>200\%$		
		Motor arus bolak-balik (momen normal, sangkar bajig, sinkron), motor arus searah (lilitan shunt)			Motor arus bolak-balik (momen tinggi, lisa tunggal, lilitan seri), motor arus searah (lilitan kompon, lilitan seri), mesin torak, kopling tak tetap		
		Jumlah jam kerja tiap hari			Jumlah jam kerja tiap hari		
		3-5 jam	8-10 jam	16-24 jam	3-5 jam	8-10 jam	16-24 jam
Variasi beban sangat kecil	Pengaduk zat cair, kipas angin, blower (sampai 7,5 kW) pompa sentrifugat, konveyor tugas ringan	1,0	1,1	1,2	1,2	1,3	1,4
Variasi beban kecil	Konveyor sabuk (pasir, batu bara), pengaduk, kipas angin (lebih dari 7,5 kW), mesin torak, peluncur, mesin perkakas, mesin percetakan.	1,2	1,3	1,4	1,4	1,5	1,6
Variasi beban sedang	Konveyor (ember, sekrup), pompa torak, kompresor, gilingan palu, pengocok, roots-blower, mesin tekstil, mesin kayu	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8
Variasi beban besar	Penghancur, gilingan bola atau batang, pengangkat, mesin pabrik karet (rol, kalender)	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9	2,0

LAMPIRAN 12 (Bahan)

Table A-1 Mechanical Properties of Some Cast Ferrous Materials

Identification Number or Specification	Modulus of Elast. in Tension, psi	Tensile Strength, ksi	Yield Strength, ksi	Elongation in 2 in., %	Hardness ρ HN	Endurance Limit ksi	Modulus of Elast. in Compression, psi	Compressive Strength ksi	Shear Strength, ksi	Impact Strength, (Charpy), ft-lb
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	—	—	230	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	32.5	10	133	28	25 X 10 ⁶	208	47	16.5
35018 (ASTM A47)	25 X 10 ⁶	53	35	18	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
60003 (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										
60-40-18 (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 *Machinery's Handbook*, 26th ed., McGraw-Hill Book Co., New York, and ASM's *Handbook of Heat Treatment*, McGraw-Hill Book Co., New York.

* Obtained by heat treatment according to specifications on quenching and tempering.

† Before RT, total all contents.

‡ Normalized and tempered.

§ Quenched and tempered.

¶ As-annealed.

1 Normalized.

2 Heat resistant.

3 Corrosion resistant.

4 Heat and corrosion resistant.

5 3000F, Water quenched.

LAMPIRAN 13.a (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
1030	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
1118	A	92	43	24	40	187	—
	N	109	62	20	39	217	—
	HR	142	83	18	38	295	—
2330	A	95	38	13	21	192	—
	N	147	73	10	14	293	—
	HR	75	50	35	55	140	—
3140	CD	85	75	25	55	170	80
	A	65	41	35	67	131	80
	N	69	46	34	66	143	80
4130	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; Ryerson Data Book, Joseph T. Ryerson and Sons, Inc., 1965.

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

LAMPIRAN 13.b. (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	59
	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 14a

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

Contact Angle α , deg	$\frac{if_p'}{C_a}$	Single-Row Bearing ¹		Double-Row Bearing ²				ϵ	
		$F_d/VF_r > \epsilon$		$F_d/VF_r < \epsilon$		$F_d/VF_r > \epsilon$			
		X	Y	X	Y	X	Y		
Radial-contact groove ball bearing³									F_e/nd^2
	0.014		2.30				2.30	0.19	25
	0.028		1.99				1.99	0.22	50
	0.056		1.71				1.71	0.26	100
	0.084		1.55				1.55	0.28	150
	0.11	0.56	1.45	1.0	0	0.56	1.45	0.30	200
	0.17		1.31				1.31	0.34	300
	0.28		1.15				1.15	0.38	500
	0.42		1.04				1.04	0.42	750
	0.56		1.00				1.00	0.44	1000
Angular-Contact groove ball bearings⁴									F_e/nd^2
5	0.014	0.56	Use X, Y, and ϵ values applic- able to single-row radial- contact bearings	1.0		0.78	2.78	0.23	25
	0.028						2.40	0.26	50
	0.056						2.07	0.30	100
	0.085						1.87	0.34	150
	0.11						1.75	0.36	200
	0.17						1.58	0.40	300
	0.28						1.39	0.45	500
	0.42						1.26	0.50	750
0.56	1.21	0.52	1000						
10	0.014	0.46		1.0		0.75	3.06	0.29	25
	0.029						2.78	0.32	50
	0.057						2.47	0.36	100
	0.086						2.29	0.38	150
	0.11						2.18	0.40	200
	0.17						2.00	0.44	300
	0.29						1.79	0.49	500
	0.43						1.64	0.54	750
0.57	1.63	0.54	1000						
15	0.015	0.44		1.0		0.72	2.39	0.38	25
	0.029						2.28	0.40	50
	0.058						2.11	0.43	100
	0.087						2.00	0.46	150
	0.12						1.93	0.47	200
	0.17						1.82	0.50	300
	0.29						1.66	0.55	500
	0.44						1.63	0.56	750
0.58	1.63	0.56	1000						
20		0.43	1.00	1.0	1.09	0.70	1.63	0.57	
25		0.41	0.87	1.0	0.92	0.67	1.41	0.68	
30		0.39	0.76	1.0	0.78	0.63	1.24	0.80	
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	$0.4 \cot \alpha$	1.0	$0.42 \cot \alpha$	0.65	$0.65 \cot \alpha$	$1.5 \tan \alpha$	
Roller-bearings, self-aligning, tapered⁵									
$\alpha \neq 90$		0.4	$0.4 \cot \alpha$	1.0	$0.45 \cot \alpha$	0.67	$0.67 \cot \alpha$	$1.5 \tan \alpha$	

LAMPIRAN 14c

Standart Dimension and Load Ratings of Radial Rolling Bearings

Standart Dimensions and Load Ratings of Radial Rolling Bearings

Bearing Size	Dimensions (mm)				Dimensions (inches)				Dimensions (mm)				Dimensions (inches)			
	Bore	Outer Diameter	Bore Tolerance	Outer Diameter Tolerance	Bore	Outer Diameter	Bore Tolerance	Outer Diameter Tolerance	Bore	Outer Diameter	Bore Tolerance	Outer Diameter Tolerance	Bore	Outer Diameter	Bore Tolerance	Outer Diameter Tolerance
10	10	18	0.000	0.012	10	18	0.000	0.012	10	18	0.000	0.012	10	18	0.000	0.012
12	12	22	0.000	0.015	12	22	0.000	0.015	12	22	0.000	0.015	12	22	0.000	0.015
15	15	28	0.000	0.020	15	28	0.000	0.020	15	28	0.000	0.020	15	28	0.000	0.020
17	17	32	0.000	0.025	17	32	0.000	0.025	17	32	0.000	0.025	17	32	0.000	0.025
20	20	36	0.000	0.030	20	36	0.000	0.030	20	36	0.000	0.030	20	36	0.000	0.030
22	22	40	0.000	0.035	22	40	0.000	0.035	22	40	0.000	0.035	22	40	0.000	0.035
25	25	45	0.000	0.040	25	45	0.000	0.040	25	45	0.000	0.040	25	45	0.000	0.040
28	28	52	0.000	0.045	28	52	0.000	0.045	28	52	0.000	0.045	28	52	0.000	0.045
30	30	55	0.000	0.050	30	55	0.000	0.050	30	55	0.000	0.050	30	55	0.000	0.050
32	32	60	0.000	0.055	32	60	0.000	0.055	32	60	0.000	0.055	32	60	0.000	0.055
35	35	65	0.000	0.060	35	65	0.000	0.060	35	65	0.000	0.060	35	65	0.000	0.060
38	38	72	0.000	0.065	38	72	0.000	0.065	38	72	0.000	0.065	38	72	0.000	0.065
40	40	75	0.000	0.070	40	75	0.000	0.070	40	75	0.000	0.070	40	75	0.000	0.070
42	42	80	0.000	0.075	42	80	0.000	0.075	42	80	0.000	0.075	42	80	0.000	0.075
45	45	85	0.000	0.080	45	85	0.000	0.080	45	85	0.000	0.080	45	85	0.000	0.080
48	48	92	0.000	0.085	48	92	0.000	0.085	48	92	0.000	0.085	48	92	0.000	0.085
50	50	95	0.000	0.090	50	95	0.000	0.090	50	95	0.000	0.090	50	95	0.000	0.090
52	52	100	0.000	0.095	52	100	0.000	0.095	52	100	0.000	0.095	52	100	0.000	0.095
55	55	105	0.000	0.100	55	105	0.000	0.100	55	105	0.000	0.100	55	105	0.000	0.100
58	58	112	0.000	0.105	58	112	0.000	0.105	58	112	0.000	0.105	58	112	0.000	0.105
60	60	115	0.000	0.110	60	115	0.000	0.110	60	115	0.000	0.110	60	115	0.000	0.110
62	62	120	0.000	0.115	62	120	0.000	0.115	62	120	0.000	0.115	62	120	0.000	0.115
65	65	125	0.000	0.120	65	125	0.000	0.120	65	125	0.000	0.120	65	125	0.000	0.120
68	68	132	0.000	0.125	68	132	0.000	0.125	68	132	0.000	0.125	68	132	0.000	0.125
70	70	135	0.000	0.130	70	135	0.000	0.130	70	135	0.000	0.130	70	135	0.000	0.130
72	72	140	0.000	0.135	72	140	0.000	0.135	72	140	0.000	0.135	72	140	0.000	0.135
75	75	145	0.000	0.140	75	145	0.000	0.140	75	145	0.000	0.140	75	145	0.000	0.140
78	78	152	0.000	0.145	78	152	0.000	0.145	78	152	0.000	0.145	78	152	0.000	0.145
80	80	155	0.000	0.150	80	155	0.000	0.150	80	155	0.000	0.150	80	155	0.000	0.150
82	82	160	0.000	0.155	82	160	0.000	0.155	82	160	0.000	0.155	82	160	0.000	0.155
85	85	165	0.000	0.160	85	165	0.000	0.160	85	165	0.000	0.160	85	165	0.000	0.160
88	88	172	0.000	0.165	88	172	0.000	0.165	88	172	0.000	0.165	88	172	0.000	0.165
90	90	175	0.000	0.170	90	175	0.000	0.170	90	175	0.000	0.170	90	175	0.000	0.170
92	92	180	0.000	0.175	92	180	0.000	0.175	92	180	0.000	0.175	92	180	0.000	0.175
95	95	185	0.000	0.180	95	185	0.000	0.180	95	185	0.000	0.180	95	185	0.000	0.180
98	98	192	0.000	0.185	98	192	0.000	0.185	98	192	0.000	0.185	98	192	0.000	0.185
100	100	195	0.000	0.190	100	195	0.000	0.190	100	195	0.000	0.190	100	195	0.000	0.190

NOTE: 1. Bearings for applications from heavy machinery, see List 102.

LAMPIRAN 15

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 16

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

Shaft Diameter	Width and Thickness of Key, h^*	Bottom of Key, set to Opposite Side of Shaft, S	Shaft Diameter	Width and Thickness of Key, h^*	Bottom of Key, set to Opposite Side of Shaft, S	Shaft Diameter	Width and Thickness of Key, h^*	Bottom of Key, set to Opposite Side of Shaft, S	Shaft Diameter	Width and Thickness of Key, h^*	Bottom of Key, set to Opposite Side of Shaft, S
$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{8}$	0.410	$1\frac{7}{16}$	$\frac{3}{8}$	1.225	$2\frac{1}{8}$	$\frac{5}{8}$	2.021	$3\frac{1}{8}$	1	3.309
$\frac{9}{16}$	$\frac{1}{8}$	0.493	$1\frac{1}{2}$	$\frac{3}{8}$	1.284	$2\frac{7}{16}$	$\frac{5}{8}$	2.084	$3\frac{15}{16}$	1	3.373
$\frac{5}{8}$	$\frac{3}{16}$	0.517	$1\frac{9}{16}$	$\frac{3}{8}$	1.352	$2\frac{1}{2}$	$\frac{5}{8}$	2.148	4	1	3.437
$\frac{11}{16}$	$\frac{3}{16}$	0.581	$1\frac{5}{8}$	$\frac{3}{8}$	1.416	$2\frac{5}{8}$	$\frac{5}{8}$	2.275	$4\frac{1}{4}$	1	3.690
$\frac{3}{4}$	$\frac{3}{16}$	0.644	$1\frac{11}{16}$	$\frac{3}{8}$	1.479	$2\frac{3}{4}$	$\frac{5}{8}$	2.402	$4\frac{7}{16}$	1	3.881
$\frac{13}{16}$	$\frac{3}{16}$	0.708	$1\frac{3}{4}$	$4\frac{3}{8}$	1.542	$2\frac{7}{8}$	$\frac{3}{4}$	2.450	$4\frac{1}{2}$	1	3.944
$\frac{7}{8}$	$\frac{3}{16}$	0.771	$1\frac{13}{16}$	$1\frac{1}{2}$	1.527	$2\frac{15}{16}$	$\frac{3}{4}$	2.514	$4\frac{3}{4}$	$1\frac{1}{4}$	4.042
$\frac{15}{16}$	$\frac{1}{4}$	0.796	$1\frac{7}{8}$	$1\frac{1}{2}$	1.591	3	$\frac{3}{4}$	2.577	$4\frac{15}{16}$	$1\frac{1}{4}$	4.232
1	$\frac{1}{4}$	0.859	$1\frac{15}{16}$	$1\frac{1}{2}$	1.655	$3\frac{1}{8}$	$\frac{3}{4}$	2.704	5	$1\frac{1}{4}$	4.296
$1\frac{1}{16}$	$\frac{1}{4}$	0.923	2	$1\frac{1}{2}$	1.718	$3\frac{1}{4}$	$\frac{3}{4}$	2.831	$5\frac{1}{4}$	$1\frac{1}{4}$	4.550
$1\frac{1}{8}$	$\frac{1}{4}$	0.956	$2\frac{1}{16}$	$1\frac{1}{2}$	1.782	$3\frac{3}{8}$	$\frac{7}{8}$	2.880	$5\frac{7}{16}$	$1\frac{1}{4}$	4.740
$1\frac{3}{16}$	$\frac{1}{4}$	1.049	$2\frac{1}{8}$	$1\frac{1}{2}$	1.845	$3\frac{7}{16}$	$\frac{7}{8}$	2.944	$5\frac{1}{2}$	$1\frac{1}{4}$	4.803
$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{4}$	1.112	$2\frac{3}{16}$	$1\frac{1}{2}$	1.909	$3\frac{1}{2}$	$\frac{7}{8}$	3.007	$5\frac{3}{4}$	$1\frac{1}{2}$	4.900
$1\frac{5}{16}$	$\frac{5}{16}$	1.137	$2\frac{1}{4}$	$1\frac{1}{2}$	1.972	$3\frac{5}{8}$	$\frac{7}{8}$	3.140	$5\frac{15}{16}$	$1\frac{1}{2}$	5.091
$1\frac{7}{8}$	$\frac{5}{16}$	1.201	$2\frac{5}{16}$	$\frac{5}{8}$	1.957	$3\frac{3}{4}$	$\frac{7}{8}$	3.261	6	$1\frac{1}{2}$	5.155

SOURCE: ASME: ANSI Standard B17.1-1967.

*Clearance on fit: -0.0010 in. for shafts $\frac{1}{8}$ to $\frac{1}{4}$ in., inclusive; -0.0015 in. for shafts $\frac{1}{16}$ to $\frac{3}{4}$ in., inclusive; -0.0030 in. for shafts $\frac{3}{8}$ to 6 in., inclusive.

LAMPIRAN 17 (koefisien gaya gesek pada bantalan)

No	Tipe Bearing	Start		Selama Berputar	
		Radial	Aksial	Radial	Aksial
1.	Ball Bearing	0,0025	0,0060	0,0015	0,0040
2.	Spherical Roller Bearing	0,0030	0,1200	0,0018	0,0080
3.	Cylindrical Roller Bearing	0,0020	-	0,0011	-

LAMPIRAN 18 (Angka Keamanan)

1	N = 1,25 – 1,5 for exceptionally reliable materials used under controllable conditions and subjected to loads and stresses that can be determined with certainty. Used almost invariably where low weight is a particularly important consideration.
2	N = 1,5 – 2 for well-known materials, under reasonably constant environmental conditions, subjected to loads and stresses that can be determined readily.
3	N = 2 – 2,5 for average materials operated in ordinary environments and subjected to loads and stresses that can be determined.
4	N = 2,5 – 3 for less tried or for brittle materials under average conditions of environment, load, stress.
5	N = 3 – 4 for untried materials used under average conditions of environment, load, and stress.
6	N = 3 – 4 should also be used with better known materials that are to be used in uncertain environments or subjected to uncertain stresses.
7	Repeated loads : the factors established in items 1 to 6 are acceptable but must be applied to the endurance limit rather than the yield strength of the materials.
8	Impact forces : the factors given in items 3 to 6 are acceptable, but an impact factor should be included.
9	Brittle materials : where the ultimate strength is used as the theoretical maximum. The factors presented in items 1 to 6 should be approximately doubled.
10	Where higher factors might appear desirable, a more thorough analysis of the problem should be undertaken before deciding upon their use.

LAMPIRAN 19 A (Massa Jenis Bahan)

Material - powder, ore, solids, etc.	kg/cu.m.
Alfalfa, ground	256
Alum, lumpy	881
Alum, pulverized	753
Alumina	961
Aluminum, oxide	1522
Ammonia gas	0.77
Ammonium Nitrate	730
Beets	721
Bentonite	593
Bicarbonate of soda	689
Bismuth	9787
Bones, pulverized	881
Borax, fine	849
Bran	256
Brewers grain	432
Brick, common red	1922
Brick, fire clay	2403
Brick, silica	2050
Ether	737
Feldspar, solid	2563
Feldspar, pulverized	1233
Fertilizer, acid phosphate	961
Fish, scrap	721
Fish, meal	593
Flaxseed, whole	721
Flint - silica	1390
Flour, wheat	593
Flue dust	1450-2020
Fluorspar, solid	3204
Fluorspar, lumps	1602
Fluorspar, pulverized	1442
Fullers Earth - raw or burnt	570- 730
Galena (lead ore)	7400 - 7600
Garbage, household rubbish	481
Glass - broken or cullet	1290-1940
Glass, window	2579

LAMPIRAN 19 B (Massa Jenis Bahan)

Lead, red	3684
Lead, white pigment	4085
Leather	945
Lignite, dry	801
Lime, quick, lump	849
Lime, quick, fine	1201
Lime, stone, large	2691
Lime, stone, lump	1538
Lime, hydrated	481
Lime, wet or mortar	1540
Limonite, solid	3796
Limonite, broken	2467
Limestone, solid	2611
Limestone, broken	1554
Limestone, pulverized	1394
Linseed, whole	753
Linseed, meal	513
Locust, dry	705
Magnesite, solid	3011
Magnesium oxide	1940
Sand, dry	1602
Sand, loose	1442
Sand, rammed	1682
Sand, water filled	1922
Sand with Gravel, dry	1650
Sand with Gravel, wet	2020
Sandstone, solid	2323
Sandstone, broken	1370-1450
Sawdust	210
Sewage, sludge	721
Shale, solid	2675
Shale, broken	1586
Shells - oyster	800
Sinter	1600-2180
Slag, solid	2114

LAMPIRAN 20 (Diagram pemilihan rantai)

