ABSTRAK

Bonggol jagung merupakan salah satu limbah dari tanaman jagung yang mempunyai banyak manfaat, seperti menjadi bahan campuran pakan sapi. Tetapi hingga saat ini, pemanfaatan bonggol jagung sebagai bahan campuran pakan sapi di Indonesia khususnya di daerah Lamongan Jawa Timur masih belum bisa di lakukan dengan baik karena belum ada alat yang dapat mengolah bonggol jagung. Berdasarkan kondisi tersebut, maka dibuat alat untuk mengolah bonggol jagung dengan mesin pencacah bonggol jagung sebagai bahan campuran pakan sapi.

Untuk membuat konsep, terlebih dahulu melakukan observasi agar bisa mengetahui jumlah bonggol jagung yang akan dicacah. Selanjutnya melakukan studi literatur, agar dapat mengetahui kebutuhan daya dan elemen mesin yang digunakan dalam perancangan mesin. Setelah didapatkan data tersebut, maka dibuatlah mesin pencacah bonggol jagung. Untuk cara pengoperasiannya yaitu dengan cara memasukkan bonggol jagung ke mesin pencacah yang akan dicacah oleh 2 mata pisau pemotong yang berputar.

Dari perencanaan dan perhitungan, dibutuhkan engine dengan daya minimal 5,05 HP dengan rpm 3600 untuk menggerakkan 2 pisau pemotong yang ditranmisikan oleh belt dan pulley. Dimana pulley dengan 2 alur, diameter pulley motor 95 mm, diameter pulley poros 118,75 mm dihubungkan oleh v-belt tipe A nomor 59. Setelah dilakukan uji coba, didapatkan bonggol jagung yang tercacah yang siap untuk diproses silase agar bisa menjadi bahan campuran pakan sapi.

***Kata Kunci**: Bonggol jagung, pencacah, belt dan pulley*

ABSTRACT

Corn cobs are one of the wastes from the corn plant which has many benefits, such as being a mixture of cow feed. But until now, the use of corn cobs as a mixture of cow feed in Indonesia, especially in the Lamongan area of East Java, has not been implemented properly because there are no tools that can process corn cobs. Based on these conditions, a tool is made to process corncobs with a corncob chopper as a mixture of cow feed.

To make a concept, first make observations so you can find out the number of corncobs to be chopped. Furthermore, conducting a literature study, in order to find out the power requirements and machine elements used in engine design. After obtaining the data, a corncob chopper was made. For the method of operation, namely by inserting the corncob into the chopper which will be chopped by 2 rotating cutting blades.

From planning and calculations, an engine with a minimum power of 5.05 HP with 3600 rpm is needed to move 2 cutting blades transmitted by the belt and pulley. Where is the pulley with 2 grooves, the motor pulley diameter is 95 mm, the shaft pulley diameter is 118.75 mm connected by the v-belt type A number 59. After testing, it is found that chopped corncobs are ready to be processed silage so that they can be used as a feed mixture cow.

Keywords*: Corn cobs, chopper, belt and pulley*

BAB 1
PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Tanaman jagung merupakan tanaman yang dapat tumbuh hampir diseluruh wilayah Indonesia, sehingga jagung menjadi bahan pangan pokok kedua setelah beras. Selain sebagai makanan pokok, limbah jagung juga dapat dimanfaatkan sebagai bahan pakan ternak seperti sapi, kerbau, kambing, domba. Akan tetapi selama ini petani sering memanfaatkan hasil panen jagung dari biji jagungnya saja.

Produksi jagung di Lamongan, Jawa Timur, terus mengalami peningkatan, hingga mencapai batas maksimum. Tidak salah, bila banyak daerah di Indonesia yang mengikuti pola tanam jagung di kota lamongan tersebut. "Melihat Kabupaten Lamongan dalam dua atau tiga tahun mendatang, bisa produksi jagung hingga 1 juta ton. Sebab setiap tahun terjadi lonjakan. Dari produksi sebesar 323.549 ton di tahun 2015, naik menjadi 372.162 ton pada 2016, kemudian melonjak menjadi 571.080 ton pada 2017 (Sidi Asmono, 2018).

Dengan semakin meningkatnya produktivitas jagung, maka akan bertambah limbah yang dihasilkan. limbah jagung, terutama bonggol jagung masih banyak yang dibuang dan tidak dimanfaatkan. Bonggol jagung biasanya melimpah pada saat panen, karena itu diperlukan teknologi pengolahan bonggol jagung saat melimpah dan disimpan untuk persediaan pakan sapi pada saat musim kemarau (Maryono dan Romjali 2007).

Berdasarkan hal tersebut, maka dalam tugas akhir ini kami mengambil tema "Mesin Pencacah Bonggol Jagung Sebagai Bahan Campuran Pakan Sapi"

. Proses dari alat ini akan mempercepat proses produksi yang ada sehingga akan lebih efektif dan efisien.

1.2 Rumusan Masalah

Dari latar belakang yang telah disebutkan , didapatkan rumusan masalah sebagai berikut :

1. Membuat dan merancang Mesin Pencacah Bonggol Jagung Sebagai Bahan Campuran Pakan Sapi.
2. Melakukan perhitungan untuk menentukan dan merancang Mesin Pencacah Bonggol Jagung Sebagai Bahan Campuran Pakan Sapi.

1.3 Tujuan Penulisan

Tujuan dari penulisan laporan ini adalah:

1. Terciptanya Mesin Pencacah Bonggol Jagung Sebagai Bahan Campuran Pakan Sapi.
2. Memperoleh hasil perhitungan untuk menentukan dan merancang Mesin Pencacah Bonggol Jagung Sebagai Bahan Campuran Pakan Sapi.

1.4 Batasan Masalah

Untuk mencapai tujuan perancangan dan memperjelas lingkup permasalahan yang akan dibahas, maka perlu ditentukan batasan-batasan masalahnya, yaitu mengenai Rancang Bangun Mesin Pencacah Bonggol Jagung Sebagai Bahan Campuran Pakan Sapi. Dimana dalam batasan masalah ini diperlukan parameter-parameter yang nantinya

dapat dijadikan acuan dalam pembahasan penulisan.
Diantara parameter-parameter tersebut adalah:

1. Bahan baku bonggol jagung yang digunakan memiliki diameter antara 30-50 mm dan panjang bonggol jagung antara 90-150 mm yang merupakan diameter dan panjang rata-rata bonggol jagung yang akan digunakan dalam produksi.
2. Hasil pengelasan serta analisa kekuatan rangka termasuk sambungan las, mur dan baut diasumsikan aman.
3. Material yang dipakai pada mesin tidak dilakukan percobaan (tes bahan) tetapi diambil dari literatur yang telah ada.
4. Getaran yang terjadi pada mesin diabaikan.
5. Penentuan kapasitas didapatkan berdasarkan percobaan yang dilakukan pada mesin pencacah bonggol jagung.
6. Jumlah pisau pada pencacah dibatasi sejumlah 2 mata pisau dan sudah tetap.
7. Pada bagian penghalus tidak dilakukan perhitungan elemen mesin.
8. Tuas untuk mengencangkan belt diabaikan

1.5 Sistematika Penulisan

Sistematika yang dipakai dalam penulisan laporan ini adalah:

BAB 1 PENDAHULUAN

Berisikan tentang :latar belakang, rumusan masalah, tujuan, batasan masalah, manfaat, sistematika penulisan.

BAB 2 DASAR TEORI

Membahas tentang teori penunjang dan dasar perhitungan yang mendukung dalam pembuatan mesin "pencacah bonggol jagung".

BAB 3 METODOLOGI

Membahas tentang, diagram alir, pengumpulan data serta tahap-tahapan proses pembuatan alat, serta prinsip kerja mesin pencacah.

BAB 4 PERANCANGAN DAN PERHITUNGAN

Membahas tentang perencanaan dan perhitungan Daya,gaya pemotongan, serta elemen-elemen mesin yang dibutuhkan untuk merencanakan Mesin Pencacah Bonggol Jagung.

BAB 5 KESIMPULAN DAN SARAN

Membahas tentang kesimpulan dari proses pembuatan mesin, hasil perhitungan komponen Mesin Pencacah Bonggol Jagung dan saran-saran penulis dalam penyusunan tugas akhir.

DAFTAR PUSTAKA
LAMPIRAN

BAB 2
TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Rancagan Terdahulu

Beberapa perencanaan, penelitian, dan uji kinerja mesin pencacah bonggol jagung yang telah dilakukan antara lain:

Liza Rusdiyana (2016), "**Desaign Dan Analisa Pisau Penghancur Bonggol Jagung Sebagai Bahan Pakan Ternak"** merancang alat penghancur bonggol jagung dengan menggunakan tujuh pisau penghancur dan desain peletakan pisau dibentuk spiral. Material pisau penghancur yang digunakan yaitu Stainless Steeel Food Grade 304. Kemudian merencanakan poros, pasak, dan melakukan analisa dengan menggunakan software Ansys 12.1. Hasil dari perhitungan dan analisa, didapatkan daya yang dibutuhkan menghancurkan bonggol jagung untuk satu pisau yaitu 0,826 HP. Hasil analisa pisau memiliki Tegangan maksimum sebesar 5,408x105 N/m². Permasalahanya pada bentuk pisau yang mempunyai sudut tajam seharusnya diberi fillet dikarenakan untuk menghindari dan mengurangi tegangan yang sangat besar pada pisau.

*Hadiyatullah (2014),*dengan judul "**Perancangan Pisau Mesin Pemipil Dan Penghancur Bonggol Jagung"** merancang alat pencacah bonggol jagung dengan putaran 1233 rpm melalui sistem transmisi sabuk v-belt. Pada ruang penghancur adalah berbentuk bilah yang memiliki bilah atau mata pisau 30 buah dengan ukuran silinder 54 x 290 mm, plan 51 x 4 mm dan poros 25 x 450 mm yang menggunakan material besi S 35 C yang difinis dingin. Hasil perhitungan pada poros penghancur adalah = 18.7 kg dan = 18.7 kg. Permasalahnya pada pembuatan hopper inlet yang perlu diperbesar agar jagung yang dapat dimasukkan bisa lebih dari 1 buah dan hasil yang dihancurkan masih ada yang tidak sesuai.

Fajar Mahendra dan Gilang (2015), dengan judul **"Rancang Bangun Mesin Penghancur Tongkol Jagung Dengan Kapasitas 235 Kg/Jam"** merancang alat pencacah bonggol jagung Dari perencanaan dan perhitungan, dibutuhkan engine dengan daya minimal 5,05 HP dengan rpm 3200 untuk menggerakkan 9 pisau pemotong yang ditranmisikan oleh belt dan pulley. Dimana pulley dengan 2 alur, diameter pulley motor 103 mm, diameter pulley poros 180 mm dihubungkan oleh v-belt tipe A nomor 70. Permasalahnya yaitu pada pembuatan celah antara hopper dan sambungan hopper yang bisa membuat kerugian hilangnya tongkol jagung akibat proses.

Dari hasil tinjauan pustaka diatas, maka diperlukan pengembangan mesin pencacah bonggol jagung dengan metode saringan pencacahan agar hasilnya bisa disesuaikan dengan ukuran yang diinginkan.

2.2 Dasar Teori

Pada sub bab ini akan dibahas mengenai jagung, bonggol jagung, manfaat bonggol jagung, proses pembuatan silase, perencanaan daya yang digunakan, belt dan pulley, poros, pasak, dan bantalan (bearing)

2.2.1 Jagung

Jagung ialah tanaman semusim (annual) yang dalam budidaya menyelesaikan satu daur hidupnya dalam 80-150 hari sekitar 3 sampai 5 bulan (Fokus Agrobisnis 2012). Jagung termasuk salah satu produk pertanian yang banyak dihasilkan di negara Indonesia. Kinerja produksi jagung Indonesia cenderung meningkat. Berdasarkan data dari BPS (Badan Pusat Statistik) produktivitas jagung ditahun 2011 mencapai 17,92 juta ton sedangkan di tahun 2013 meningkat menjadi 18,51 juta ton (BPS, 2014). Jagung terdiri dari 30% limbah yang berupa bonggol jagung. Sehingga dari jumlah limbah tersebut dapat dikatakan

cukup banyak dan akan menjadi sangat potensial jika dapat dimanfaatkan secara tepat (Gozan, 2007).

2.1 Jagung

2.2.2 Bonggol Jagung

Bonggol jagung adalah limbah yang diperoleh ketika biji jagung dirontokkan dari buahnya. Akan diperoleh jagung pipilan sebagai produk utamanya dan sisa buahnya yang disebut bonggol atau janggel (Rohaeni et al. 2006b). Berdasarkan uji kandungan gizinya, bonggol jagung memiki kadar protein yang cukup rendah yaitu 2.94% dengan kadar lignin (zat komponen penyusun tumbuhan) 5.2%. namun kandungan cellulose (senyawa organik) cukup tinggi yaitu 30% dan kecernaan kurang lebih 40%. Bonggol jagung dicacah halus yang digunakan sebagai campuran ransum (pakan jadi) sapi dengan komposisi 10% (Balai Peneliti Ternak, 2009).

Gambar 2.2 Bonggol Jagung

2.2.3 Pemanfaatan Bonggol Jagung Untuk campuran pakan sapi

Selama ini pemanfaatan bonggol jagung untuk pakan sapi dipandang sebelah mata oleh masyarakat. Masyarakat beranggapan kualitas pakan yang dihasilkan relative masih rendh sama seperti pada limbah pertanian lainnya. Maka dari itu untuk memanfaatkan bonggol jagung sebagai campuran pakan sapi, bisa menggunakan dengan metode silase. Silase adalah hasil proses pencacahan bonggol jagung yang yang diawetkan agar mampu bertahan dalam jangka waktu lama.

2.2.4 Proses Pembuatan Silase

Silase merupakan salah satu cara pengawetan yang digunakan campuran pakan sapi. Proses pembuatan silase dari bonggol jagung yang pertama dengan mencacah bonggol jagung menjadi halus untuk meningkatkan tingkat kecernaan pakan. Kemudian bonggol jagung yang sudah dihaluskan lalu difermentasi secara aerob (proses tanpa udara/oksigen) dengan menambahkan larutan stater tricoderma (jamur mikroparasitik/bersifat parasite terhadap jenis jamur lain). Proses fermentasi berlangsung kurang lebih selama 3 hari dan selanjutnya bonggol jagung fermentasi sudah dapat diberikan

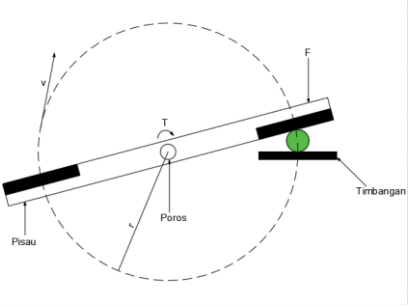
untuk pakan sapi. pemberian silase bonggol jagung yang dicampurkan konsentrat juga mampu meningkatkan bobot sapi dari 230 kg menjadi 325 kg, dengan pertambahan bobot badan harian sebesar 0.88 kg/hari/ekor (Unsur Tani, 2016).

2.3 Perencanaan Gaya, Torsi dan Daya

2.3.1 Gaya Potong

Pengambilan data untuk mencari besarnya gaya potong ini didasarkan dari hasil eksperimen. Untuk mengetahui gaya potong (Fpotong) yang diperlukan agar pisau menghancurkan

jagung dengan baik, maka perlu diadakan percobaan yang nantinya dijadikan acuan sebagai gaya potong bonggol jagung.



Gambar 2.3 Percobaan mencari gaya potong

Dari percobaan diatas dapat dilihat bahwa percobaan dilakukan dengan cara memberikan putaran pada pisau hingga bonggol jagung sampai retak yang diletakkan di atas alat ukur berat (Liza Rusdiyana 2016).

2.3.2 Torsi pada Poros

Setelah pembuatan mesin dilakukan pengukuran gaya untuk mendapatkan besar torsi. Besarnya torsi T pada benda dinamik didefinisikan sebagai hasil kali antara gaya (F) terhadap jari – jari (r), yaitu jarak sumbu putar terhadap garis kerja gayanya. Jadi rumus torsi yang digunakan pisau untuk memotong bonggol jagung dapat ditulis dengan:

$$T = Fr.\ r \quad \text{.....} \quad (2.1)$$

(Robert L.Mott, 2014)

Dimana:

T = Torsi pada motor (kgf.mm)

Fr = Gaya untuk memutar motor yang sudah(kgf)

r = Jarak pusat lingkaran sampai ujung pisau (cm)

2.3.3 Daya Motor

Daya motor dapat diartikan sebagai satuan kerja per satuan waktu yang dihasilkan oleh motor tersebut. Setelah mengetahui besarnya torsi yang dihasilkan gaya potong, selanjutnya bisa dihitung daya mesin. Daya motor (P) dihitung dengan:

$$P = \frac{(T/1000)(2\pi n/60)}{2{,}87}. \quad \text{.....} \quad (2.2)$$

(Sularso, 2002)

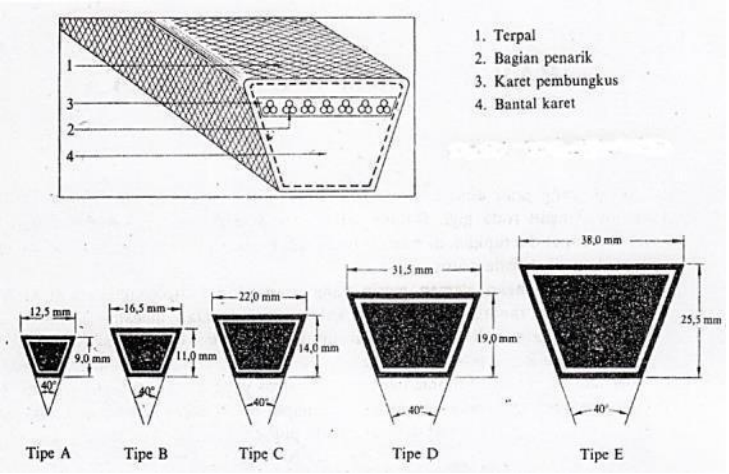
Dimana:

P = Daya pada motor (kW)

T = Torsi motor (Kgf.mm)

n = Putaran motor bensin (rpm)

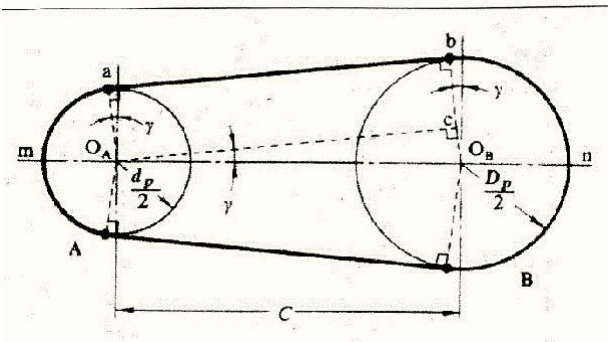
2.4 Perencanaan Belt dan Pulley



Gambar 2.4 Bentuk dan Ukuran sabuk V

Pada perencanaan mesin pencacah penentuan belt yang akan digunakan adalah belt V karena Belt termasuk salah satu alat pemindah daya yang cukup sederhana dibandingkan dengan rantai. Belt V terbuat dari rubber (karet) sebagai

elastisitas pada sabuk dan menjaga agar sabuk tidak slip dengan penampang sabuk adalah trapesium. Belt akan diberikan di sekeliling alur pada pulley yang berbentuk V pula. Belt terpasang pada dua buah pulley atau lebih, pulley pertama sebagai penggerak sedangkan pulley yang kedua berfungsi sebagai yang digerakkan.



Gambar 2.5 Transmisi belt pada pulley

2.4.1 Perencanaan Daya dan Torsi

Supaya hasil perencanaan aman, maka besarnya daya dan momen untuk perencanaan dinaikkan sedikit dari daya yang ditrasmisikan (P), yang disebut dengan daya perencanaan atau daya desain (Pd) yang dapat dinyatakan dengan persamaan :

$$P_d = f_c.P \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots (2.4)$$

(Sularso,1997 : 7)

Dimana :

P_d=Daya Perencanaan

f_C = Faktor koreksi

P = Daya yang ditransmisikan

Hubungan antara daya dan torsi dapat dilihat pada rumus – rumus dibawah ini :

1. Torsi satuannya kg.cm dan Daya satuannya HP (Dobrovolsky, 1985 : 401)

$$T = 716200 \frac{p}{n}$$

Dimana :

T : Torsi (kg.cm)

P : Daya (HP)

n : Putaran Poros (rpm)

2. Torsi satuannya kgf.mm dan Daya satuannya kW (Sularso, 2000 : 7)

$$T = 9{,}74 \cdot 10^5 \frac{p}{n}$$

Dimana :

T : Torsi (kgf.mm)

P : Daya (kW)

3. Torsi satuannya lbf.in dan Daya satuannya HP (Collins Jack A., 2003 :180)

$$T = 63.025 \frac{p}{n}$$

Dimana :

T : Torsi (lbf.in)

P : Daya (HP)

4. Torsi satuannya N.m dan daya satuannya HP (Deutchman, 1983 : 334)

$$T = 9545 \frac{p}{n}$$

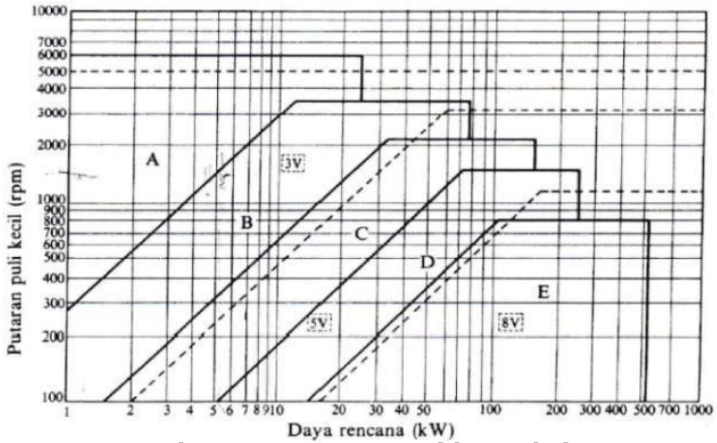
Dimana :

T : Torsi (lbf.in)

P : Daya (HP)

2.4.2 Pemilihan Type *Belt*

Pemilihan tipe sabuk berdasarkan daya desain (Pd) dan putaran puli kecil ( ) dengan melihat gambar 2.2 sehingga diperoleh data sabuk yang sesuai



Gambar 2.6 Diagram Pemilihan Sabuk V

Setelah didapatkan tipe sabuk yang sesuai, kemudian melihat tabel 2.1 untuk mengetahui dimensi sabuk, misalnya lebar (b), tebal (h), dan luas (A). data tersebut akan digunakan pada pehitungan selanjutnya

Table 2.1 dimensi sabuk V

Type of belt	Cross-sectional			Design length of belt, L Mm
	b mm	h mm	A cm²	
O	10	6	0,47	400; 450; 560; 630; 710; 800; 900 1000; 1120; 1250; 1400; 1600 1800; 2000; 2240; 2500
A	13	8	0,81	560; 630; 710; 800; 900; 1000; 1120 1250; 1400; 1600; 1800; 2000 2240; 2500; 2800; 3150; 3550; 4000
B	17	10,5	1,38	800; 900; 1000; 1120; 1250; 1400 1600; 1800; 2000; 2240; 2500 2800; 3150; 3550; 4000; 4500 5000; 5600; 6300
C	22	13,5	2,3	1800; 2000; 2240; 2500; 2800 3150; 3550; 4000; 4500; 5000 5600; 6300; 7100; 8000; 9000; 10.000
D	32	19	4,75	3150; 3550; 4000; 4500; 5000 5600; 6300; 7100; 8000; 9000 10.000; 11.000; 12.500; 14.000
E	38	23,5	6,95	4500; 5000; 5600; 7100 8000; 9000; 10.000; 11.200; 12.500 14.000; 16.000; 18.000
F	50	30	11,7	6300; 7100; 8000; 9000; 10.000 11.200; 12.500; 14.000; 16.000; 18.000

2.4.3 Menghitung Diameter *Pulley* yang Digerakkan

Dengan mengetahui putaran pada motor, putaran pada poros, dan perencanaan diameter *pulley* penggerak maka dapat ditentukan diameter *pulley* yang digerakkan. Diameter pulley dapat dilihihat pada tabel di bawah ini:

Table 2.2 Diameter Puli Kecil

Tipe Belt	A	B	C	D	E	3V	5V	8V
Diameter minimum yg diijinkan (mm)	65	115	175	300	450	67	180	315
Diameter minimum yg dianjurkan (mm)	95	145	225	350	550	100	224	360

Pemilihan diameter puli berdasarkan dari perhitungan menggunakan rumus perbandingan putaran (i) dimana:

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1} \text{.....(2.5)}$$

Dimana :

i = Perbandingan reduksi

n_1 = Putaran pulley penggerak (rpm)

n_2 = Putaran pulley yang digerakan (rpm)

d_2 = Diameter pulley poros (mm)

d_1 = Diameter pulley motor (mm)

2.4.4 Panjang Belt

Untuk menghitung panjang belt yang akan dicapai digunakan rumus :

$$L = 2.a + \frac{\pi}{2}(D_2 + D_1) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4.a} \ldots$$

Dimana:

L = panjang belt (mm)

A = jarak antar poros (mm)

d_2 = diameter pulley yang digerakkan(mm)

d_1 = diameter pulley penggerak (mm)

2.4.5 Panjang Belt (L) dan Pemeriksaan Jarak antara Poros

Jarak kedua sumbu poros dan panjang *belt* saling berhubungan, memiliki persamaan :

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

Dimana :

L = panjang *belt* (*mm*)

C = jarak sumbu poros *pulley* perencanaan (*mm*)

D_p= Diameter pulley yang digerakkan (mm)

Sehingga sumbu poros C dapat dinyatakan menggunakan rumus:

$$L = \frac{b + \sqrt{b^2 - 8(d_2 + d_1)^2}}{8}$$

Dimana:

$b = 2L - 3{,}14(d_2 - d_1)$

2.4.6 Tegangan Belt

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

$$\sigma d = 2.\varphi.\sigma_0$$

Dimana :

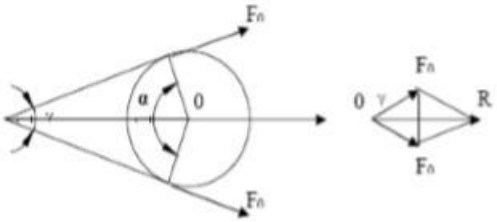
σd = tegangan yang timbul pada belt (kg/cm²)

φ = factor tarikan (0,5-0,6 untuk belt datar, dan 0,7-0,9 untuk V-belt)

σ_o = tegangan awal (kg/cm²)

Sebaiknya besarnya tegangan awal (σd) tidak melebihi 18 kg/cm² untuk belt datar dan 12 kg/cm² untuk V-belt

2.4.7 Sudut Kontak dan Panjang Keliling Belt



Gambar 2.7 Sudut Kontak

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

Dimana:

$\boldsymbol{\sigma}$ = sudut kontsk (º)

D2 = diameter pulley yang digerakkan (mm)

D1 = diameter pulley penggerak (mm)

a = jarak antar poros (mm)

2.4.8 Gaya Efektif pada Belt

Belt sendiri memiliki dua gaya pada saat berputar , yaitu gaya pada sisi Tarik (F1) dan gaya kendur (F_2). Maka besar gaya efektif (Fe) untuk menggerakkan pulley adalah :

$$F_e = \frac{\mathrm{T_{total}}}{\mathrm{rp}}$$

$$F_e = F_1 - F_2$$

$$\frac{F_1}{F_2} = e^{fx\theta}$$

Dimana :

F_1 = Gaya pada *belt* yang kencang (*kgf)*

F_2 = Gaya pada *belt* yang kendur (*kgf*)

2.4.9 Kecepatan Keliling Pulley

Kecepatan keliling *belt* adalah kemampuan *belt* untuk berotasi. Adapun gaya keliling pada *belt* dapat dihitung dengan menggunakan rumus:

$$v = \frac{\pi . d_1 . n_1}{60.1000} \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots (2.6)$$

Dimana:

v = kecepatan keliling pulley (m/s)
d1 = diameter pulley motor (mm)
n1 = putaran pulley penggerak (mm)

2.4.10 Gaya Keliling Belt

$$F = \beta . Frated$$

Dimana :

$$F_{rated} = \frac{102. Pd}{v}$$

Dimana :

F_{rated} = gaya rata-rata belt (kgf)
Pd = daya motor (kW)
V = kecepatan keliling pulley (m/s)
B = faktor overload

2.4.11 Menghitung Jumlah Belt

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

$$Z = \frac{\text{Frated}}{\sigma \text{d}. \text{A}}$$

Dimana :

Z = jumlah belt (buah)
Frated = gaya keliling belt (kg)
$\boldsymbol{\sigma}$d = tegangan belt (kgf)
a = luas penampang belt (cm^2)

2.4.12 Jumlah Kecepatan Per Satuan Panjang

Untuk mengetahui kecepatan persatuan panjang, digunakan rumus sebagai berikut:

$$u = \frac{V}{L} \dots\dots\dots\dots\dots\dots\dots\dots\dots\dots\dots\dots$$

Dimana:

u = 1 sec
V = kecepatan keliling pulley (m/s)
L = panjang belt (m)

2.4.13 Menghitung Umur Belt Umur

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

$$H = \frac{Nbase}{3600.U.Z}\left[\frac{\sigma fat}{\sigma max}\right] m \dots\dots\dots\dots\dots\dots\dots\dots\dots\dots\dots\dots$$

Dimana:

H = umur belt (jam)
Nbase = basis dari tegangan kelelahan yaitu 10^7 cycle
U = jumlah putaran belt persatuan panjang
Z = jumlah belt
σfat = fatique limit 90 kg/cm² untuk V-Belt
σmax = tegangan yang timbul karena V-Belt (kg/cm²)
m = konstanta V-Belt = 8

2.5 Perencanaan Poros

Poros merupakan salah satu bagian yang terpenting dari setiap mesin. Hampir setiap mesin meneruskan tenaga bersama-sama dengan putaran. Peranan utama seperti itu dipegang oleh poros. Poros untuk meneruskan daya diklasifikasikan menurut pembebanannya sebagai berikut: *(Sumber : Sularso, 2004 Halaman 1)*

1. Poros Transmisi (line shaft)

   Poros macam ini mendapat beban puntir murni atau punting dan lentur. daya ditransmisikan kepada poros melalui kopling, roda gigi, belt, sproket atau rantai,dll.

2. Spindel

   Poros yang pendek, seperti poros utama mesin perkakas, beban utamanya adalah punter. Syarat yang harus dipenuhi poros ini adalah deformasi yang terjadi harus kecil, bentuk dan ukurannya harus teliti.

3. Gandar

   Poros ini dipasang antara roda-roda kereta api, tidak mendapat beban punter dan tidak berputar. Gandar ini hanya mendapat beban lentur, kecuali bila digerakkan oleh penggerak mula, maka poros akan mengalami beban punter.

2.5.1 Hal-hal Penting dalam Perencanaan Poros

Untuk merencanakan sebuah poros, hal-hal berikut ini perlu diperhatikan :
(Sumber : Sularso, 2004 Halaman 1)

1. Kekuatan poros

Suatu poros transmisi dapat mengalami beban puntir atau lentur atau gabungan antara puntir dan lentur seperti telah diutarakan di atas. Juga ada poros yang mendapat beban tarik atau tekan seperti poros baling-baling kapal atau turbin, dll.

Kelelahan, tumbukan atau pengaruh konsentrasi tegangan bila diameter poros diperkecil (poros bertangga) atau bila poros mempunyai alur pasak, harus diperhatikan. Sebuah poros harus direncanakan hingga cukup kuat untuk menahan beban-beban diatas.

2. Kekakuan poros

Meskipun sebuah poros mempunyai kekuatan yang cukup tetapi jika lenturan puntirannya terlalu besar akan mengakibatkan ketidak-telitian (pada mesin perkakas) atau getaran dan suara (misalnya pada turbin dan kotak roda gigi).

Karena itu, disamping kekuatan poros, kekakuannya juga diperhatikan dan disesuaikan dengan macam mesin yang akan dilayani poros tersebut.

3. Putaran kritis

Jika putaran mesin dinaikkan dan menimbulkan getaran yang cukup besar maka getaran itu disebut putaran kritis. Oleh sebab itu maka poros harus direncanakan sedemikian rupa sehingga putaran poros lebih rendah dari putaran kritis.

4. Korosi

Bahan – bahan anti korosi harus dipillih untuk propeller dan pompa bila terjadi kontak dengan media yang korosif. Demikian pula untuk poros yang terjdi kavitasi pada poros mesin yang berhenti lama.

2.5.2 Bidang Horizontal dan Vertikal

Gaya yang bekerja untuk setiap titik poros dan jarak antara titik satu dengan titik yang lain ditentukan dengan menggunakan persamaan. Dengan cara tersebut maka diperoleh momen bending dan gaya yang bekerja pada poros untuk bidang horizontal dan vertikal. Setelah menghitung gaya dan momen bending yang terjadi maka dibuat bidang lintang (gaya) untuk mengetahui kebenaran perhitungan diatas dan juga memberikan kemudahan dalam membuat diagram bidang momen.

2.5.3 Diameter dan Bahan Poros

Sebelum melakukan perhitungan diameter terlebih dahulu menentukan jenis bahan yang akan digunakan sebagai poros. Karena hal ini akan berpengaruh dengan nilai titik luluh suatu material. Setelah bahan ditentukan maka dapat menghitung diameter poros dengan menggunakan rumus:

$$\sqrt{\left(\frac{16\,.\,Mb}{\pi\,.ds^3}\right)^2 + \left(\frac{16\,.\,Mt}{\pi\,.ds^3}\right)^2} \leq \frac{ks\,\sigma_{yps}}{sf} \quad \text{.....(2.27)}$$

$$ds \geq \sqrt[6]{\frac{16^2Mb^2 + 16^2Mt^2}{\pi^2\left(\frac{K_S\,Syp}{Sf}\right)^2}} \quad \text{.....(2.28)}$$

Dimana:
Syp =Strength yield point
Sf =Faktor keamanan
ds =Diameter luar poros
Mb = Momen bending pada poros
Mt =Torsi yang trejadi pada poros

2.6 Perencanaan Pasak

2.6.1 Klasifikasi Pasak

Menurut bentuk dasarnya pasak dapat dibedakan menjadi:

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

Menurut arah gaya yang terjadi pasak digolongkan menjadi :

1. Pasak memanjang

   Pasak yang menerimagaya sepanjang penampang pasak secara merata. Pasak ini digolongkan menjadi pasak baji, pasak kepala, pasak benam dan pasak tembereng.

2. Pasak melintang (pen)

   Pasak yang menerima gaya melintang pada penampang pen. Pen ini dibagi dua yaitu pen berbentuk pipih dan pen berbentuk silindris.

Pada perencanaan mesin penghancur dan penepung tongkol jagung ini ini dipakai tipe pasak datar segi empat karena dapat meneruskan momen yang besar. Pasak ini mempunyai dimensi lebar (W) dan panjang (L).

Perlu diperhatikan bahwa lebar pasak sebaiknya antara 25 - 35% dari diameter poros, dan panjang pasak jangan terlalu panjang dibandingkan dengan diameter poros (antara 0,75 sampai 1,5D). Karena lebar dan tinggi pasak sudah distandardkan.

3. Pasak memanjang

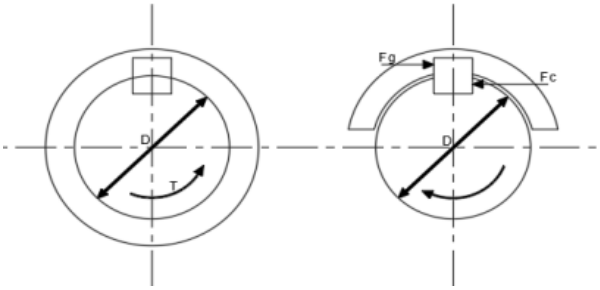
   Pasak yang menerimagaya sepanjang penampang pasak secara merata. Pasak ini digolongkan menjadi pasak baji, pasak kepala, pasak benam dan pasak tembereng.

4. Pasak melintang (pen)

   Pasak yang menerima gaya melintang pada penampang pen. Pen ini dibagi dua yaitu pen berbentuk pipih dan pen berbentuk silindris.

Pada perencanaan mesin penghancur dan penepung tongkol jagung ini ini dipakai tipe pasak datar segi empat karena dapat meneruskan momen yang besar. Pasak ini mempunyai dimensi lebar (W) dan panjang (L).

Perlu diperhatikan bahwa lebar pasak sebaiknya antara 25 - 35% dari diameter poros, dan panjang pasak jangan terlalu panjang dibandingkan dengan diameter poros (antara 0,75 sampai 1,5D). Karena lebar dan tinggi pasak sudah distandardkan.



Gambar 2.8 Gaya yang terjadi pada pasak
Sumber: (Aaron D. Deutschman ; Hal 309)

Keterangan :

h = Tinggi pasak (mm)

b = Lebar pasak (mm)

L = Panjang pasak (mm)

F_s = Gaya geser (kgf/mm^2)

Fc = Gaya Kompresi (kgf/mm^2)

2.6.2 Tinjauan Terhadap Geser

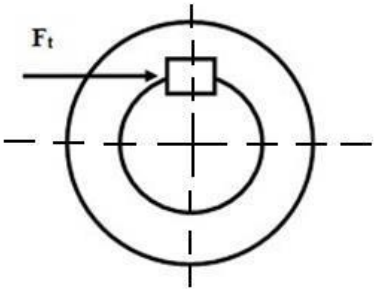
Besarnya gaya F adalah :

$$T = F \times \frac{D_p}{2}$$

Dimana :

F = Gaya pada pasak (kgf) D_p = Diameter poros (mm)

T = Torsi yang ditransmisikan (kgf.mm)



Gambar 2.9. Gaya geser pada pasak

Sumber: (Aaron D. Deutschman ; Hal 309)

$$\tau_s = \frac{F}{A} = \frac{2T_1}{W.L.D_P}$$

Dimana:

τ_s = tegangan geser (kg/mm²)

W = lebar pasak (mm)

D_p = diameter poros (mm)

L = panjang pasak (mm)
T = torsi (kg.mm)

Panjang pasak pada tegangan geser :

$$\frac{2.T_1}{W.L.D_p} \leq \frac{S_{syp}}{f_k}$$

$$L \geq \frac{2.T_1 \cdot f_k}{W.D_p.S_{syp}}$$

Dimana :

W = Sisi pasak (mm)
D_p = Diameter poros (mm)
T_1 = Torsi (kg.mm)
f_k = Faktor keamanan

2.6.3 Tinjauan Terhadap Kompresi

Pada pasak akan menimbulkan tegangan kompresi :

$$\sigma_c = \frac{F}{A_c} = \frac{2T_1}{D_p \cdot 0{,}5W \cdot L} = \frac{4T_1}{D_p \cdot W \cdot L}$$

Dimana :

σ_c = Tegangan kompresi (kg/mm^2)
W = Lebar pasak (mm)

L = Panjang pasak (mm) D_p = Diameter poros (mm)

25

T_1 = Torsi (kg.mm)

Panjang pasak pada tegangan kompresi :

$$\sigma_c = \frac{2T}{0{,}5H.L.D} = \frac{4.T}{W.L.D}$$

Dimana :

W = Sisi pasak (mm)

D_p = Diameter poros (mm)

T_1 = Torsi (kg.mm)

f_k = Faktor keamanan

2.7 Bantalan/Bearing

Bantalan atau yang sering disebut Bearing adalah elemen mesin yang menumpu poros berbeban,sehingga putaran atau gerakan bolak-baliknya dapat berlangsung secara halus, aman dan panjang umur. Jika bantalan tidak berfungsi dengan baik, maka prestasi seluruh sistem akan menurun atau tidak dapat bekerja seperti semestinya.
(Sumber : Sularso, 2004 Halaman103)

2.7.1 Klasifikasi Bearing

1. Bearing luncur

Pada *bearing* ini terjadi gesekan luncur antara poros dan *bearing*, karena permukaan poros yang berputar, bersentuhan langsung dengan *bearing* yang diam. Lapisan minyak pelumas sangat diperlukan untuk

memperkecil gaya gesek dan temperatur yang timbul akibat gesekan tersebut.

Gambar 10 bearing luncur

2. Bearing gelinding *(rolling bearing)*

Pada bearing ini terjadi gesekan gelinding antara bagian yang berputar dengan yang diam melalui elemen gelinding seperti bola, rol, dan rol bulat.

Gambar 11 Bearing gelinding *(rolling bearing)*

2.7.2 Menghitung Gaya Radial pada Bearing

Gaya radial bearing dapat dihitung dengan menggunakan rumus :

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

Dimana :

Fr : beban radial dalam (lb)

Fh : gaya sumbu horizontal (lb)

FV : gaya sumbu vertical (lb)

2.7.3 Menghitung Beban Ekivalen

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

$P = X .V . FR + Y Fa$ ..... (mott, 2004)

Dimana :

P = Beban ekivalent (*lb*)

Fr = Beban radial (*lb*) Fa = Beban aksial (*lb*) V = Faktor putaran konstanta = 1,0 untuk ring dalam berputar = 1,2 untuk ring luar berputar

X = Konstanta radial dari tabel

Y = Konstanta aksial dari tabel yang sama

2.7.4 Menghitung Umur Bearing

Dalam memilih bearing gelinding umur bantalan sangat perlu diperhatikan. Ada beberapa definisi mengenai umur bantalan, yaitu :

1. Umur (*Life*)

Didefinisikan sebagai jumlah perputaran yang dapat dicapai dari bearing sebelum mengalami kerusakan atau kegagalan yang pertama pada masing-masing elemennya seperti ring atau bola atau roll.

2. Umur Berdasarkan Kepercayaan (*Rating Life*)

Didefinisikan sebagai umur yang dicapai berdasarkan kepercayaan (*reliability*) 90% berarti dianggap 10% kegagalan dari jumlah perputaran. Umur ini disimbolkan dengan *L10* dalam jumlah perputaran atau *L10h* dengan satuan jam dengan anggapan putarannya konstan.

3. Basis Kemampuan Menerima Beban (*Basic Load Rating*)

Disebut juga dengan *basic load ratin*g (beban dinamik) diartikan sebagai beban yang mampu diterima dalam keadaan dinamis berputar dengan jumlah putaran konstan 10 putaran dengan ring luar tetap dan ring dalam yang berputar.

4. Kemampuan menerima beban statis (*Basic Static Load Rating*)

Didefinisikan sebagai jumlah beban radial yang mempunyai hubungan dengan defleksi total yang terjadi secara permanen pada elemen-elemen bearing, yang diberikan bidang tekanan, disimbulkan dengan C .

Umur dari bearing dapat dihitung dengan persamaan :

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

Dimana :

L10= umur bearing (jam kerja)

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

P = beban equivalent (lb)

b = 3,

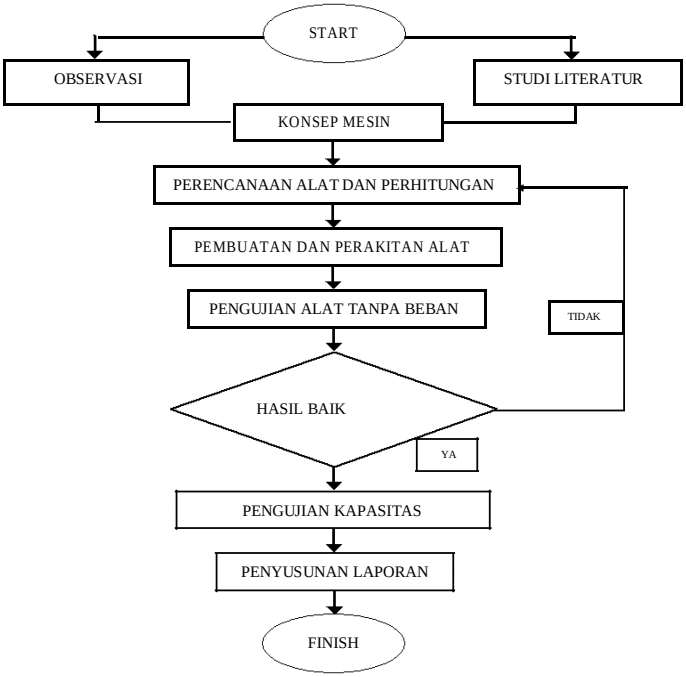
untuk bearing dengan bola = 10/3

bila bearing adalah Bearing Rol np = putaran poros (rpm)

BAB 3
METODOLOGI

Pada bab ini akan dibahas secara detail mengenai perencanaan dan pembuatan alat, secara keseluruhan proses pembuatan dan penyelesaian Tugas Akhir.

3.1. Diagram Alir Proses Pembuatan Mesin Pencacah Bonggol Jagung Sebagai Bahan Campuran Pakan Sapi.



Gambar 3.1 Diagram Alir Proses Pembuatan Mesin.

3.2 Tahapan Pembuatan Mesin Pencacah Bonggol Jagung.

Untuk dapat merancang sebuah Mesin Pencacah Bonggol Jagung Sebagai Bahan Campuran Pakan Sapi, maka analisa dan perancangan tersebut menggunakan langkah-langkah sebagai berikut:

3.2.1 Observasi

Berdasar observasi atau studi lapangan yang sudah dilakukan, kami mendapati bongkol jagung yang ada di lamongan masih banyak yang dibuang dan dibakar. Padahal bonggol jagung ini juga bisa dimanfaatkan untuk campuran pakan sapi. Dari potensi tersebut sangat di sayangkan apabila bonggol jagung dibuang dan dibakar begitu saja. Maka dari itu kami memanfaatkan bonggol jagung tersebut untuk campuran pakan sapi.

3.2.2 Studi Literatur

Melakukan studi melalui internet, buku/text book, yang mengacu pada referensi, dan tugas akhir yang berhungan dengan perencanaan mesin pencacah. Dengan tujuan untuk memperoleh dasar teori dan melengkapi perancangan. Selain itu untuk mengetahui literatur yang sesuai dalam perhitungan dan perencanaan komponen yang digunakan dalam pembuatan mesin pencacah bonggol jagung.

3.2.3 Gambar Data

Dari observasi dan studi literatur diketahui data permasalahan. Maka pada tahapan ini mendapatkan ide berupa gambaran tentang alat yang sesuai untuk memecahkan permasalahan yaitu dengan *mesin pencacah bonggol jagung*

3.2.4 Perencanaan Alat dan Perhitungan

Pada tahap ini dilakukan perencanaan alat dan perhitungan dengan cara mengaplikasikan dasar teori yang telah ada dan menggunakanya dalam perhitungan perancangan, sehingga dapat diketahui mekanisme kerja agar mesin pencacah ini aman dan efisien dalam pengoperasianya.

3.2.5 Pembuatan dan Perakitan Alat

Dari gambaran tentang alat dan perhitungan, dapat diketahui dimensi mesin beserta dimensi komponen-komponen yang ada. Proses pembuatan dan perakitan alat dilakukan dengan secara berurutan dari melihat gambaran alat, pembuatan rangka, hingga pemasangan komponen-komponen yang dibutuhkan sesuai dengan gambar perencanaan.

3.2.6 Pengujian Alat Tanpa Beban

Setelah alat selesai dibuat, maka dilakukan pengujian dengan cara mengoperasikan alat tersebut tanpa beban untuk mengetahui kinerja mesin pencacah bekerja sesuai perencanaan atau tidak. Apabila tidak sesuai maka kembali ke tahap perencanaan alat, bila sesuai maka dilanjutkan ke tahap pengujian alat dengan beban.

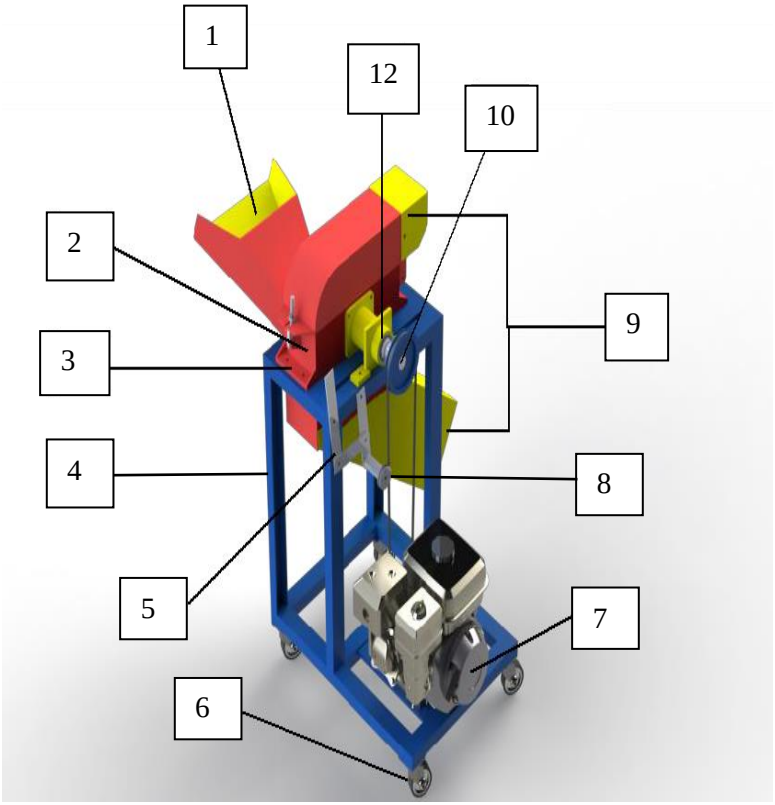
3.2.7 Pengujian Kapasitas

Pengujian ini bermaksud untuk mengetahui kinerja alat apakah dapat berfungsi seperti yang di rencanakan. Pengujian ini dilakukan di bengkel pembuatan alat dengan memasukkan langsung bonggol jagung kedalam alat tersebut.

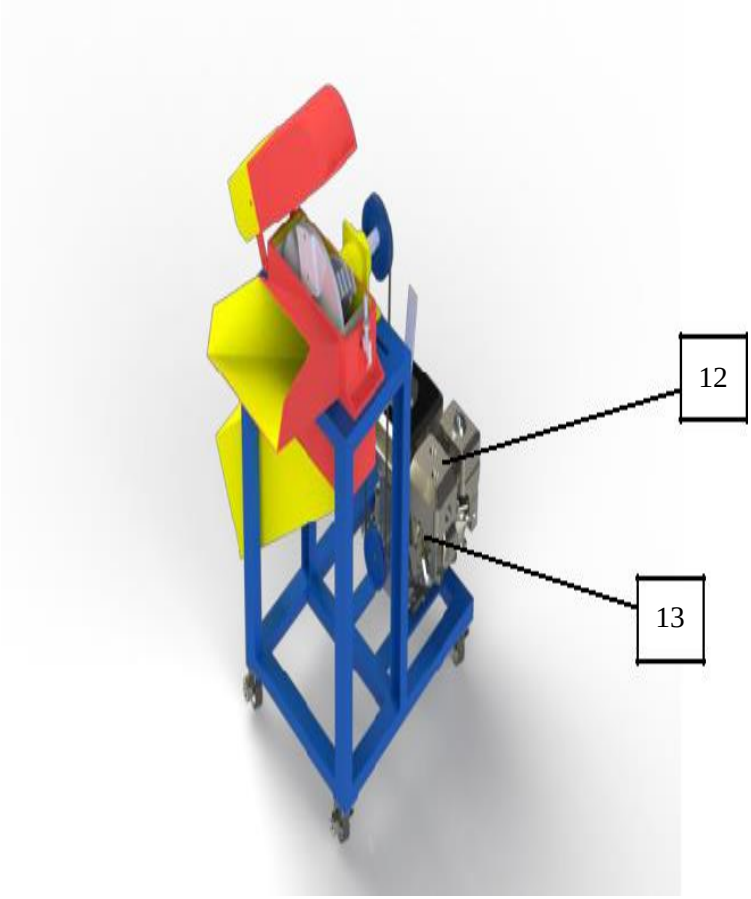
3.2.8 Penyusunan Laporan

Penyusunan laporan merupakan proses akhir dalam pengerjaan tugas akhir ini. Dalam penyusunan laporan ini berisi data secara rinci mengenai semua tahap perencanaan sampai pada hasil yang dicapai.

3.3 Bagian Mesin Pencacah Bonggol Jagung



Gambar 3.2 konsep mesin



Gambar 3.3 Konsep mesin

Bagian-bagian dan Fungsi Komponen :

1. Hopper = Berfungsi sebagai tempat memasukkan bonggol jagung menuju ke tabung pisau

2. Tabung = Berfungsi sebagai tempat poros pisau pemotong dan tempat terjadinya proses penghancuran bonggol jagung
3. Plat Jari = Berfungsi sebagai alat bantu untuk saat menghancurkan bonggol jagung agar hasilnya bisa kecil
4. Plat Siku l= Sebagai kerangka mesin untuk menopang mesin
5. Tuas = Sebagai alat bantu untuk mengencangkan belt saat mesin bekerja
6. Roda Mesin= Sebagai alat bantu untuk penggerak mesin
7. Motor Diesel = Berfungsi sebagai sumber penggerak yang dihasilkan kemudian akan diteruskan ke penggerak yang lain
8. Pulley Tuas = Untuk mengencangkan belt yang saat mesin bekerja
9. Output = Untuk tempat keluarnya hasil cacahan
10. Pulley Poros = Untuk mentransmisi daya antara motor dengan poros
11. Bearing = Untuk menumpu sebuah poros agar poros dapat berputar agar tidak mengalami gesekan yang berlebihan
12. Pisau Pemotong = Sebagai pemotong bonggol jagung saat proses pencacahan
13. Belt = Untuk mentransmisi daya dari motor menuju poros

14. Pulley Motor = Berfungsi sebagai tempat pisau pemotong juga sebagai penerima tranmisi daya dari pulley dan belt
15. Ring = Sebagai pengencang pisau pemotong agar pisau pemotong tidak berubah posisi
16. Poros = Berfungsi sebagai tempat pisau pemotong juga sebagai penerima transmisi daya dari pulley dan belt
17. Plat Saringan = Mengatur ukuran bahan yang akan dicacah

3.4 Prosedur Pengoprasian Mesin Pencacah Bonggol Jagung

Proses pengoprasian mesin pencacah bonggol jangung dilakukan dengan langkah-langkah sebagai berikut:

1. Siapkan bonggol jagung yang akan dicacah.
2. Nyalakan mesin agar mesin dapat menggerakkan pulley, belt, dan poros.
3. Masukkan bonggol jagung ke dalam hopper, tunggu proses pencacahan bonggol jagung sampai selesai tercacah
4. Jika sudah selesai tercacah masukan hasil cacahan Kedalam bak yang telah disediakan
5. Setelah proses sudah dilakukan matikan mesin dengan cara mengatur speed control atau tangkai gas pada posisi stop.

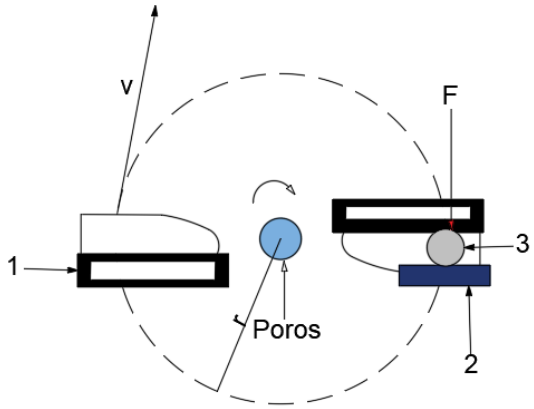
Halaman ini sengaja dikosongkan

BAB IV
PERENCANAAN DAN PERHITUNGAN

Bab ini akan membahas tentang perhitungan gaya dan daya yang ditransmisikan ke komponen-komponen elemen mesin seperti poros, V-belt, pulley, bearing, dan motor yang digunakan. Untuk dapat mengetahui perhitungan mesin pencacah bonggol jagung, maka dilakukan pembahasan sebagai berikut.

4.1 Perhitungan Torsi

Untuk menghitung Torsi yang dibutuhkan oleh mesin, terlebih dahulu mencari besarnya gaya (F) yang didapat dari pengujian dengan cara memberikan putaran pada pisau hingga bonggol jagung sampai terpotong yang diletakkan di atas alat ukur berat.



Gambar 4.1 Percobaan mencari gaya potong

Keterangan :

1. Pisau
2. Timbangan
3. Bonggol jagung

Tabel 4.1 Data Pengujian Gaya

No.	Percobaan	Gaya (Kgf)
1	I	4,1
2	II	4,5
3	III	4,4
4	IV	4,7
5	V	5,2
Yang terbesar		5,2 kgf

Hasil dari pengujian beban bonggol jagung diatas dapat diketahui gaya atau centrifugal sebesar 5,2 kgf, gaya terbesar di ambil karena untuk mengantisifikasi bila ada bonggol jagung yang lebih keras. Setelah Gaya centrifugal (F) diketahui maka Torsi yang digunakan untuk mesin pencacah bonggol jagung dapat ditentukan dari perhitungan berikut :

$$T = F. r$$

dimana :

F : 5 kgf (didapat saat pengujian)

r : 14, 3 cm (jari-jari titik poros ke ujung mata potong)

Sehingga:

$T = F.\ r$

= 5 kgf . 14,3 cm

= 71,5 kgf.cm = 7,007 N.m

4.2 Daya Pencacah

Sebelum mencari Daya yang dibutuhkan mesin pencacah bonggol jagung, terlebih dahulu mencari putaran poros pada mesin dari beberapa referensi, sehingga putaran poros pada mesin direncanakan sebesar n = 2.880 rpm.

Setelah putaran poros pada mesin diketahui, Daya yang dibutuhkan mesin pencacah bonggol jagung untuk proses pencacahan, didapatkan perhitungan daya sebagai berikut:

$$T = 71620\ \frac{p}{n}$$

Dimana:

T = 71,5 kgf.cm

n = 2880 rpm

Sehingga:

$$P = \frac{T\ .\ n}{71620}$$

$$= \frac{71{,}5\ kgf.cm\ .2880\ rpm}{71620}$$

= 2,87 HP

Sehingga memilih motor diesel dengan daya 5,5 HP

4.3 Perencanaan *Belt* dan *Pulley*,

4.3.1 Menghitung Daya Perencanaan (Pd)

Daya perencanaan mesin yang digunakan untuk merencanakan belt dan pulley dapat dihitung dengan menggunakan persamaan:

$$P_d = P\ .\ f_c$$

Dimana: P = 2,87 HP

$$f_c = Safety\ Factor = 1{,}6$$

Sehingga:

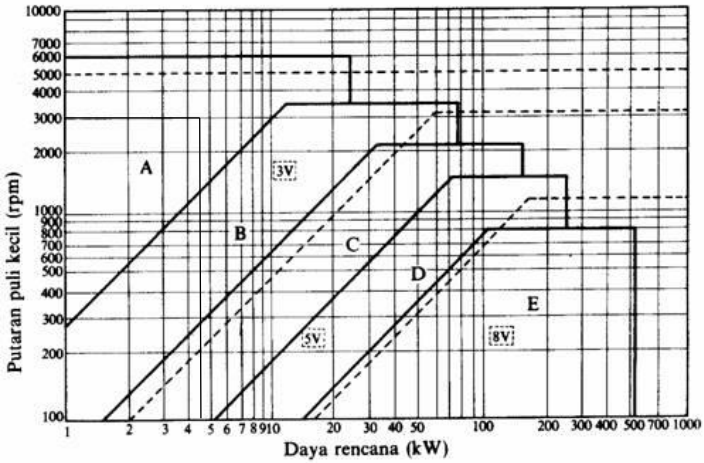
$P_d = P \cdot f_c$ $= 4{,}59$HP (1 HP= 745,7 watt)

$= 2{,}87$ HP $\cdot\, 1{,}6$

Jadi, untuk menghitung perencanaan Belt dan Pulley menggunakan data putaran pada motor sebesar (n) 2880 rpm, Daya perencanaan sebesar (Pd) 4,59 HP.

4.3.2 Pemilihan Type Belt

Sebelum menghitung perencanaan pada *belt*, maka ditentukan terlebih dahulu jenis *belt* yang akan digunakan. Pemilihan jenis *belt* ini dipilih dari daya yang akan ditransmisikan , serta putaran yang terjadi pada *pulley*.Dengan daya yang didapatkan dari perhitungan 2,140 kW dan putaran yang direncanakan sebesar 2880 rpm, maka didapatkan *belt* yang sesuai dengan Gambar 4.2



Gambar 4.2 Diagram Pemilihan Belt

Dari Gambar 4.2 maka menggunakan tipe *V-belt* jenis A dari tabel dimensi V-*belt* didapatkan dimensi *V-belt* jenis A adalah sebagai berikut:

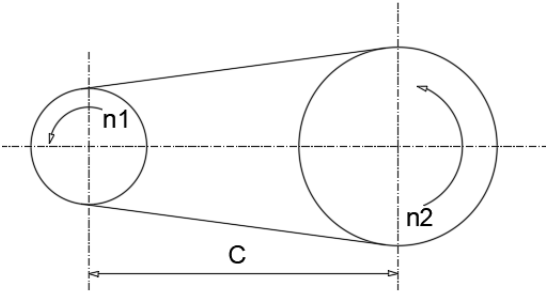
Tinggi(b) = 13 mm

Lebar(h) = 8 mm

Luas Penampang(A) = 0,81 cm²

4.3.3 Menghitung Diameter Pulley yang Digerakkan

Untuk mengetahui diameter *pulley* agar menghasilkan torsi yang besar minimal digunakan diameter *pulley* yang sama, maka dipakai rumus perbandingan reduksi (i=1).



Gambar 4.3 Diameter Pulley

Dimana:

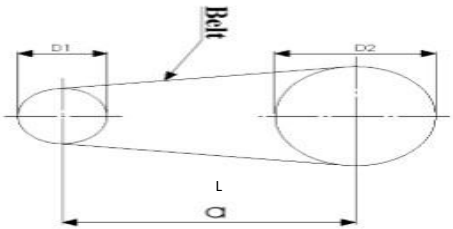
$$n_1 = 3600\ rpm$$
$$n_2 = 2880\ rpm$$
$$D_1 = 95\ mm\ (Tabel\ 2.6)$$

Sehingga:

$$i = \frac{3600}{2880} \cdot \frac{D_2}{95}$$
$$2880\ .\ D_2 = 3600\ .\ 95$$
$$D_2 = \frac{3600\ .95}{2880}$$
$$D_2 = 118{,}75\ \text{mm}$$

Jadi diameter *pulley* penggerak D_1= 95 mm dan *pulley* yang digerakkan adalah D_2 = 118,75 mm

4.3.4 Perhitungan Panjang Belt



Gambar 4.4 Menentukan panjang belt

Untuk mengetahui panjang perencanaan *belt* yang digunakan digunakan rumus sebagai berikut.

$$L = 2\,C + \frac{\pi}{2}(D_1 + D_2) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4\,C}$$

dimana:

Jarak antar poros perencanaan $(C) = 577\ mm$

$D_1 = 95\ mm$

$D_2 = 118{,}75$ mm

Sehingga:

$$L = 2(577mm) + \frac{\pi}{2}(95 + 118{,}75)mm + \frac{(118{,}75 - 95)^2 mm)}{4(577mm)}$$

$$L = 1154mm + 335{,}757mm + 0{,}24$$

$$L = 1489{,}99mm$$

Dari hasil perhitungan panjang pulley yang didapatkan maka menggunakan jenis belt A-59 yaitu L=1500mm

4.3.5 Menghitung Tegangan Karena Daya

Untuk menentukan tegangan yang diakibatkan oleh daya (σ_d) dapat menggunakan rumus sebagai berikut :

$$\sigma_d = 2\ x\ \sigma_0\ x\ \varphi$$

Dimana :

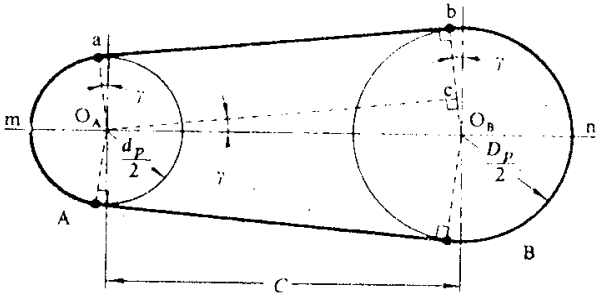
σ_0 = 12 kgf/cm^2 : tegangan belt yang dianjurkan

φ = 0,9 : faktor tarikan karena *V-Belt*

Sehingga :

$$\sigma_d = 2\ x\ \sigma_0\ x\ \varphi$$
$$= 2 \text{ x } 12 \text{ kgf/cm}^2 \text{ x } 0{,}9$$
$$= 21{,}6 \text{ kgf/cm}^2$$

4.3.6 Perhitungan Sudut Kontak



Gambar 4.5 Sudut Kontak pada Pulley dan Belt
(Sularso, Kiyokatsu Suga; 1991.Hal 168)

Besarnya sudut kontak pada *pulley* dan *belt* dapat dihitung dari rumus :

$$\theta = 180° - \frac{(d_1 - d_2)}{C} \times 60$$

Diketahui

$d_1 = 95\ mm$ $C = 577\ mm$

$d_2 = 118{,}75\ mm$

Sehingga:

$$\theta = 180° - \frac{(118{,}75 - 95)}{577} \times 60$$

$$\theta = 180° - \frac{23{,}75}{577} \times 60$$

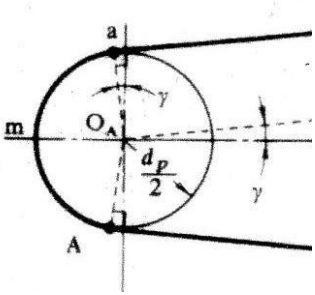
$$\theta = 180° - 2{,}4696$$

$$\theta = 177{,}5303°$$

$$\frac{\theta}{180}\pi = \frac{177{,}5303°}{180°}\pi$$

= 3,098 *rad*

4.3.7 Menghitung Kecepatan Keliling Pulley



Gambar 4.6 Kecepatan keliling pulley

Perhitungan kecepatan keliling *belt* di pengaruhi oleh diameter *pulley* dan putaran. Maka didapatkan perhitungan sebagai berikut:

$$v = \frac{\pi \,.\, D_1 \,.\, n_1}{60 \,.\, 1000}$$

Dimana : $D_1 = 95\ mm$

$n_1 = 3600\ rpm$

Sehingga:

$$v = \frac{\pi \,.\, D_1 \,.\, n_1}{60 \,.\, 1000}$$

$$v = \frac{\pi \,.\, 95\ mm \,.\, 3600\ rpm}{60\ \text{sec} \,.\, 1000}$$

$$v = 17{,}907\ {}^{m}/_{s}$$

4.3.8 Perhitungan Gaya Belt

Gaya belt dapat dicari dengan menggunakan rumus sebagai berikut :

$$F_{rated} = \frac{102xPd}{v}$$

Dimana diketahui : Pd

= 4,59 HP

= 17,907 ${}^{m}/_{s}$

Sehingga didapatkan :

$$F_{rated} = \frac{102\ x\ Pd\ (kW)}{v}$$

$$= \frac{102\ x\ 3{,}4227\ kW}{17{,}907\ m/s}$$

$$= 19{,}496\ kgf$$

Jadi, gaya keliling yang dimiliki *belt* adalah 19,496 *kgf*

4.3.9 Menghitung Tarikan Pada Belt

Belt memiliki 2 gaya pada saat berputar yaitu gaya tarik (F1) dan gaya disisi kendur (F2). Maka besarnya gaya efektif (Fe) untuk menggerakkan pulley adalah :

Fe = F pulley 2 = 19,496 kgf

$${}^{F1}/_{F2} = e^{f.a}$$

Dimana :

f = 0,3

α = 180° - $\frac{D1-D2}{a}$ x 60°

$= 180° - \frac{95mm-118,75mm}{577mm} \times 60°$

= 3,098 *rad*

Jadi :

$\frac{F1}{F2} = e^{f.a}$

$\frac{F1}{F2} = 2,1718^{0,3.3,1427} = 4,24\ F_2$

$F_e = F_1 - F_2$

19,496 *kgf* = 4,24 $F_2 - F_2$

19,496 *kgf* = 3,24 F_2

F_2 = 6,017 *kgf*

Fe = $F_1 - F_2$

19,496 *kgf* = F_1 – 6,017 *kgf*

F_1 = 25,513 *kgf*

4.3.10 Pengecekan Jumlah Belt

Pada sub bab ini akan dilakukan pengecekan jumlah belt yang digunakan pada mesin, apakah sesuai jumlah beltnya 1 buah. Jumlah belt dapat hitung menggunakan rumus sebagai berikut:

$$Z = \frac{Fe}{\sigma_d.\ A}$$

Gaya efektif belt (Fe) diketahui melalui hitungan sebesar 19,496 kgf dan luas penampang belt (A) sebesar 0,81 cm^2 Selanjutnya menghitung besarnya tegangan untuk memindahkan beban (σ_d) dengan menggunakan persamaan:

$$\sigma_d = \sigma_{d0}.C_v.C_a$$

dimana :

Cv = faktor kecepatan (1,0) *(Lampiran 12)*

Ca = faktor sudut kontak (1,0) *(Lampiran 12)*

σ_{d0}= tegangan untuk memindahkan beban

Untuk menghitung tegangan untuk memindahkan beban dapat dihitung menggunakan persamaan sebagai berikut:

$$\sigma_{d0} = a - w\frac{h}{D_2}$$

dimana:

D_2 : diameter pulley yang digunakan

h : lebar belt

α : konstanta yang dapat dicari secara eksperimen dapat dapatdilihat pada tabel (Lampiran 11) = $25\frac{kgf}{mm^2}$

w : konstanta yang dapat dicari secara eksperimen dapat dilihat pada tabel (Lampiran 11) = $120\frac{kgf}{mm^2}$

Sehingga:

$$g\sigma_{d0} = 25\ \frac{kgf}{mm^2} - 120\ \frac{kgf}{mm^2}\ .\frac{8mm}{118{,}75\ mm}$$

$$g\sigma_{d0} = 16{,}9\ \frac{kgf}{mm^2}$$

Setelah tegangan awal untuk memindahkan beban (σ_{d0}) diketahui sebesar $16{,}9$ kgf/mm^2, selanjutnya mencari nilai tegangan pada belt:

$$\sigma_d = \sigma_{d0}.Cv.Ca$$

$$\sigma_d = 16{,}9\ .\ 1{,}0\ .\ 1{,}0$$

$$\sigma_d = 16{,}9\ \frac{kgf}{mm^2}$$

Setelah mendapat nilai $\sigma_d$mencari jumlah belt:

$$Z = \frac{Fe}{\sigma_d \cdot A}$$

$$Z = \frac{19{,}496\ kgf}{16{,}9\ .0{,}81}$$

$$Z = 0{,}934\ \approx 1{,}00$$

$$Z = 1\ buah$$

Jadi, jumlah belt yang digunakan berjumlah 1 buah

4.3.11 Jumlah Putaran Belt Per Detik

Untuk mengetahui jumlah putaran belt per detiknya dapat digunakan rumus sebagai berikut :

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

Dimana :

v = 17.907 $^{m}/_{s}$

L = 1489,99 mm

Sehinga:

$$U = \frac{17.907\ m/s}{1489{,}99\ mm}$$

U = 12,018220 putaran / detik

Jadi putaran belt detik adalah 12,018 220 putaran / detik.

4.3.12 Tegangan Maksimum Pada Belt

Tegangan maksimum pada *belt* dapat diketahui dengan menggunakan rumus :

$$\sigma_{\max} = \sigma_0 + \frac{Fe}{2 \cdot A} + \frac{\gamma\ .\ v^2}{10\ .g} + Eb\frac{h}{D_2}$$

dimana:

h = 8 mm(Rubber canvas didapatkan pada lampiran 10)
=(berat spesifikasi untuk bahan belt *"Rubber Canvas"* (*Lampiran 13*)

E_b = $300\frac{kg}{cm^2}$(modulus elastisitas) (Lampiran 13)

σ_o = 12 kg/cm^2 (tegangan awal untuk V-belt)

F_e = 19,496 *kgf*

A = 0,81 cm^2

v = 17,907 $^m/_s$

g = 9,81 $\frac{m}{s^2}$

D_2 = 118,75 mm

Sehingga:

$$\sigma_{max} = 12\ \frac{kgf}{cm^2} + \frac{19{,}496\ kgf}{2\ .\ 0{,}81\ cm^2} + \frac{1{,}25^{kg}/_{dm^3}(17{,}907\ ^m/_s)^2}{10\ .9{,}81\ \frac{m}{s^2}} +$$

$$300\ \frac{kgf}{cm^2} . \frac{8\ mm}{118{,}75\ mm}$$

$$\sigma_{max} = 48{,}32\ \frac{kgf}{cm^2}$$

4.3.13 Perhitungan Umur Belt

Umur *belt* dapat diketahui dari rumus:

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

Dimana:

$$N_{base} = 10^7 cycle$$

$$U = \frac{V}{L} = \frac{17{,}907\ ^{m}/_{s}}{1{,}4\ m} = 12{,}79\ (s^{-1})$$

$X = 2\ buah$ (jumlah *pulley* yang berputar)

$$\sigma_{fat} = 90\ {}^{kgf}/_{cm^2}$$

$$\sigma_{max} = 48{,}32\ \frac{kgf}{cm^2}$$

$$m = 8\ (konstanta\ v-belt)$$

Sehingga nilai H dirumuskan sebagai berikut:

$$H = \frac{10^7}{3600.12{,}79.2}\left[\frac{90}{48{,}32}\right]^8$$

$H =$ 15729,74 bila satu hari = 8 jam kerja,maka umur belt dalam satuan hari sebesar 15729,74 hari.

4.4 Perencanaan Poros

4.4.1 Jenis Bahan Poros yang Digunakan

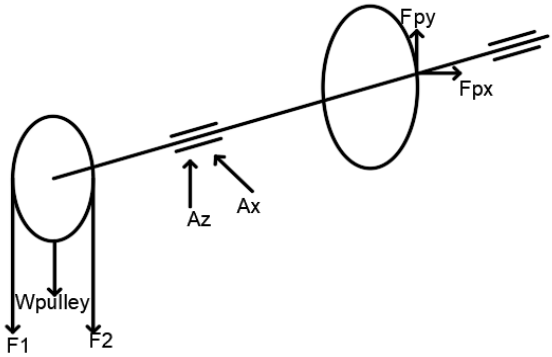
Sebelum perencanaan poros, terlebih dahulu ditentukan bahan poros yang digunakan, daya motor yang digunakan dan putaran yang diperlukan oleh poros. Adapun keterangannya sebagai berikut:

Bahan poros: VCN 150 AISI 4340

$\sigma_{yp} = 176{,}802\ kgf/mm^2$(www.mega lumintang 2017.com)

$$\sigma_{syp} = 0{,}5 \times \sigma_{yp}$$
$$= 0{,}5 \times 176{,}802\ kgf/mm^2$$
$$= 88{,}401\ kgf/mm^2$$

Putaran poros (n_2): 2880 rpm



Diketahui:

Sumbu x

$+\uparrow \sum Fy = 0$

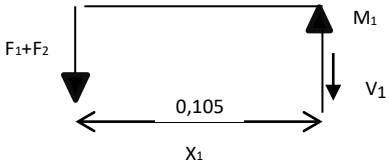
$-F_1-F_2+A_x-W=0$

$(-4{,}24\times9{,}8)-(6{,}017\times9{,}8)+A_x-(19\times9{,}8)=0$

$-41{,}552-594{,}86+A_x-186{,}2=0$

$A_x=822{,}612$ N

Potongan 1-1



$-(F_1-F_2)-V_1=0$

$-41{,}552-V_1=0$

$V_1=41{,}552$ N

+

$M_1=0$

$-M_1+F(x)=0$

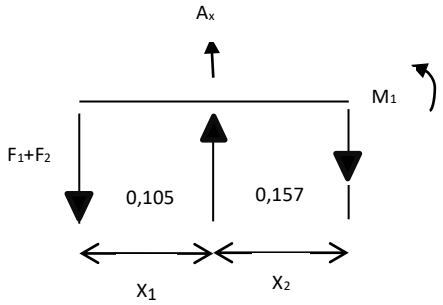
$M_1=-41,552(0,105)$

X=0,105 m =4,3629 N.m

$M_1=41,552(0,05)$

X=0,05 m=2,0776 N.m

Potongan 2-2



$-(F_1-F_2)+A_x-V_2=0$

$V_2=-41,522+822,612$

=781,09N

+

$-M_2-F(X_1-X_2)+A_x\ (X_2)=0$

$M_2=2F(X_1+X_2)-A_x\ (X_2)$

$M_2=2(-41,552)(0,262+X2)-822,612(X2)$

$M_2=-\ 831,04(0,262+X2)-822,612(X2)$

M_2=-217,732 – 831,04X2 -822,612X2
M_2==-217,732 – 1653,652X2 M_2=-217,732(0)
X=0 m = - 217,732 N.m

M_2=-1653,652X2 (0,078)
X=0,078 m = -11,91 N.m

M_2= -1653,652X2 (0,157)
X=0,157 m=24,123N.m

Sumbu Z

$\sum Fz$
-Az-Fp-F1-F2 -Wtot= 0
-Az = Fp + F1 + F2 + Wtot
-Az = 5,54 kgf + 31,53 kgf + 19,12kgf + 1,23kgf
Az = - 57,42 kgf

MOMEN TERBESAR

Mr=M_1+M_2
Mr= $\sqrt{(M_V)^2 + (M_H)^2}$
Mr= $\sqrt{(24{,}123)^2 + (57{,}42)^2}$
Mr = 62,281 kgf
T = Fmax + r
T = 5,24 + 134 mm
T = 702,16kgf.mm

4.4.2 Perhitungan Gaya dan Momen yang Terjadi pada Poros

Pada sub bab ini akan dicari diameter poros melalui rumus sebagai berikut:

$$\tau_{max} \leq \frac{0{,}5 \cdot S_{yp}}{N}$$

$$\frac{16}{\pi D^3} \cdot \sqrt{M^2 + T^2} \geq \frac{0{,}5 \cdot Ssyp}{2}$$

dengan :

T : $63.000 \frac{N}{n} (lbf.in)$

M : $\sqrt{(M_h)^2 + (M_v)^2}$

N : Faktor keamanan

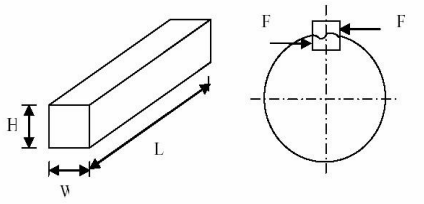
$$\frac{16}{\pi D^3} \cdot \sqrt{M^2 + T^2} \geq \frac{0{,}5 \cdot Ssyp}{2}$$

$$\frac{16}{\pi D^3} \cdot \sqrt{6228{,}81^2 + 702{,}16^2} \geq \frac{0{,}5 \cdot 63{,}2763}{2}$$

D = 12,638 mm

Jadi diameter minimum poros sebesar 12,638mm

4.5 Perhitungan Pasak



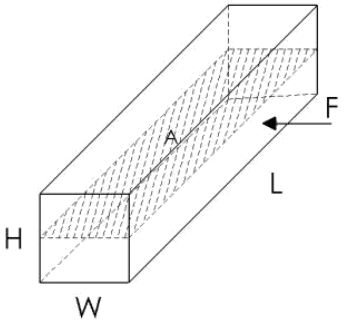
Gambar 4.7 Dimensi pasak

Dari perhitungan sebelumnya dan dari data-data yang sudah direncanakan untuk bahan pasak adalah S45C dengan Syp = 35 ksi = 241,316 N/mm (Lihat Lampiran 10),

Maka didapatkan :

Torsi pada poros (T) : 7,007 N = 71,5 kgf.mm

Diameter poros (Dp) : 10 mm = 0,039 in



Gambar 4.7 Luasan Tegangan Geser Pada Pasak

Dengan diketahui diameter poros sebesar 10 mm, maka di dapatkan dimensi pasak dengan melihat lampiran, maka didapatkan dimensi pasak yang direncakan adalah sebagai berikut :

Width : 0,25 mm x 20 mm = 8 mm

Height : 0,25 mm x 20 mm = 4 mm

4.5.1 Tinjauan Tegangan Geser Pasak

Supaya pasak aman, maka syarat yang harus dipenuhi adalah :

$$\tau_s \leq \frac{s_{syp}}{sf}$$

$$\frac{2T}{W.L.D_P} \leq \frac{0.58\ .\ S_{syp}}{N}$$ .....(Ref. Deutcman hal. 90)

$$\frac{2.7011{,}7\ N/mm}{8\ mm\ .\ L\ .\ 10\ mm} \leq \frac{0.58\ .\ 241{,}316\ \mathrm{N/mm}}{2}$$

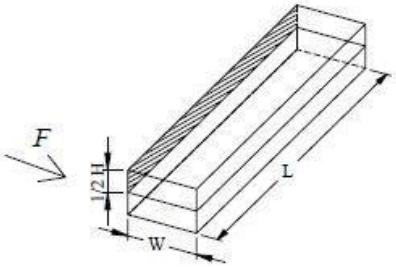
$$\frac{14023{,}4\ N/mm}{L\ .\ 80\ mm^2} \leq 69{,}981\ \frac{N}{mm^2}$$

$$L \geq \frac{14023,4}{80 \times 69,981} mm$$

$$L \geq 2,50\ mm$$

Jadi panjang pasak apabila ditinjau terhadap tegangan geser, maka panjang pasak minimal adalah 2,50 mm.

4.5.2 Tinjauan Tegangan Kompresi Pasak



Gambar 4.8 Luasan Tegangan Kompresi Pada Pasak

Panjang pasak jika ditinjau dari tegangan kompresi :

$$\tau_s \leq \frac{S_{syp}}{sf}$$

$$\frac{4T}{W.L.D_P} \leq \frac{0.58\ .\ S_{syp}}{N}$$ …….(Ref. Deutcman hal. 90)

$$\frac{4\ .\ 7011,7\ N/mm}{8\ mm\ .L\ .10\ mm} \leq \frac{0.58\ .\ 241,316/mm2}{2}$$

$$\frac{28046,8\ N/mm}{L\ .\ 80\ mm^2} \leq 69.98\ \frac{N}{mm^2}$$

$$L \geq \frac{28046,8}{80 \times 69,98} mm$$

$$L \geq 5,0\ mm$$

Jadi panjang pasak apabila ditinjau terhadap tegangan kompresi, maka panjang pasak minimal adalah 5,0 mm

4.6 Perencanaan Bantalan

Dari analisa dan perhitungan pada bagian sebelumnya dipilih bearing jenis UC 204, sehingga di dapat berikut :

- Diameter Poros = 10 mm
- C = 1400 lb ; C_0 = 845 lb (dilihat pada lampiran 12 a)
- b = 3 (untuk ball bearing)
- i = i.Fa/C0 (dilihat pada lampiran 12 a)
- fs = service factor = 1,0
- v = Faktor putaran, 1,0 (ring dalam yang berputar)
- n = 1875 rpm

4.6.1 Beban Ekivalen

Bantalan menerima beban kombinasi antara beban radial (Fr) dan beban aksial (Fa), maka :

$$P = Fs\ (V.X.Fr + Y.Fa)$$

Sehingga :

- Mencari nilai X dan Y pada bantalan

  Mencari nilai dari $\frac{i.F_a}{C_o}$ dimana I = 1

  Berdasarkan tabel, didapatkan nilai e = 0,19 (Lampiran ?)

  Mencari nilai dari $\frac{F_a}{V.F_r}$ Dimana F_r= 184,93 lbf

  Maka $\frac{F_a}{V.F_r} = \frac{12,9}{1.184,93\ lbf} = 0,06$

  $$\frac{i.F_a}{Co} = \frac{12,9}{845\ lbf} = 0,01$$

  Selanjutnya yaitu membandingkan antara nilai e dengan nilai dari $\frac{F_a}{V.F_r} = 0$ maka di dapat $\frac{F_a}{V.F_r} \leq 0$ maka nilai dari *X = 1 dan Y = 0*

Selanjutnya untuk nilai Fs (Service Factor) adalah 1 Sehingga beban ekivalen di bantalan A adalah :

P_A = Fs (V.X.Fr + Y.Fa)

P_A = 1 (1.1. 184,93 lbf + 0lbf)

P_A = 184,93 lbf

4.6.2 Umur Bantalan

Untuk mengetahui berapa umur bantalan yang nantinya diganti dengan yang baru, maka umur bantalan sebaiknya diganti dengan umur sebagai berikut :

- Bantalan 1

$$L_{10h} = (\frac{C}{Pa})^B \times \frac{10^6}{60\ x\ np}$$

Diketahui :

C = 1400

Np = 1875 rpm

Pa = 1813,54 lbf

Sehingga:

$$L_{10h} = (\frac{1400}{184,93})^3 \times \frac{10^6}{60\ x\ 1875}$$

L_{10h} = 3856,64 jam kerja

Maka umur bantalan 1 adalah 3856,64 jam kerja.

4.7 Hasil Percobaan

Kapasitas mesin diperoleh dengan cara pengujian secara langsung. Hasil pengujian sebagai berikut :

Tabel 4.2 Percobaan

Pengujian	Berat (kg)	Waktu (menit)
1	1	2,4
2	1	1,9
3	1	2,2
Rata-rata		2,16

Rata – rata waktu yang diperlukan untuk mengupas 1 Kg bonggol jagung adalah 2,16 menit, maka kapasitas mesin dalam satu jam adalah 27,7 Kg

Gambar 4.9 Hasil Percobaan

Pada gambar 4.9 adalah hasil cacahan pada percobaan mesin pencacah bonggol jagung yang telah dicacah dengan menggunakan saringan yang berukuran 5 mm dan menggunakan motor 5,05 Hp dengan kecepatan putaran 3600 rpm.

Halaman ini sengaja dikosongkan

BAB V
PENUTUP

5.1 Kesimpulan

Dari Perencanaan dan Perhitungan pada **"Rancang Bangun Mesin Pencacah Bonggol Jagung"** diperoleh kesimpulan sebagai berikut :

1. Dari percobaan, untuk mematahkan bonggol jagung dibutuhkan gaya sebesar 5 kgf atau 49,033 N
2. Motor yang digunakan adalah motor diesel dengan daya 0,05 HP dan putaran 3600 rpm.
3. Sistem transmisi yang digunakan:

- Diameter pulley penggerak pada motor 95 mm.
- Diameter pulley yang digerakan pada poros 118,75 mm.
- Belt yang dipakai adalah belt tipe A-59, dengan panjang belt 1489,99 mm, dan jumlah yang digunakan adalah 1 buah belt.
- Poros yang digunakan untuk mencacah bonggol jagung menggunakan bahan VCN 150 AISI 4340 dengan diameter 12 mm.
- Tipe bearing yang digunakan pada poros adalah tipe single row bearing

4. Kapasitas untuk mencacah bonggol jagung diperoleh dari hasil percobaan, dalam waktu 60 menit dapat mencacah 27,7 kg

5.2 Saran

1. Untuk bentuk hopper sebaiknya dibuat bentuk persegi panjang yang tegak lurus agar pada saat proses memasukkan bonggol jagung bisa lebih mudah.

2. Ruang proses pencacahan bisa lebih diperbesar agar pada saat proses hasil yang tercacah bisa lebih banyak.
3. Menggunakan masker saaat proses berlangsung agar tidak mengganggu sistem pernapasan.

BIODATA PENULIS

Penulis bernama lengkap Imam Budy Santoso lahir di Surabaya, pada tanggal 17 Desember 1997. Merupakan anak kedua dari dua bersaudara. Alamat rumah yang kini ditinggali di Jl. Sawahan Baru III No. 17B Kelurahan Petemon Kecamatan Sawahan Kota Surabaya. Pendidikan formal yang telah ditempuh mulai dari pertama adalah SDN Petemon 2 Surabaya, SMPK St Vincentius Surabaya, SMKN 12 Surabaya dan pada tahun 2016 sampai sekarang menempuh pendidikan di Departemen D3 Teknik Mesin Industri Fakultas Vokasi ITS dengan Nomor Pokok Registrasi (NRP) 10211600010009. Selama masa perkuliahan penulis Mengikuti Pembinaan FMD (Fisik, Mental, dan Disiplin) oleh Marinir di Puslatpur Purboyo pada tahun 2016, GERIGI (Generasi Integralistik) ITS pada tahun 2017. Penulis telah melaksanakan Kerja Praktek di PT. Industri Kemasan Semen Gresik (IKSG) yang berada di Socorejo, Jenu Kabupaten Tuban pada tahun 2018.

TUGAS AKHIR - VM 180629

RANCANG BANGUN MESIN PENCACAH BONGGOL JAGUNG SEBAGAI BAHAN CAMPURAN PAKAN SAPI

IMAM BUDY SANTOSO
NRP. 10211600010009

Dosen Pembimbing :
Ir. SUHARIYANTO, MT.
NIP. 19620424 198903 1 005

DEPARTEMEN TEKNIK MESIN INDUSTRI
Fakultas Vokasi
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2020

TUGAS AKHIR - VM 180629

RANCANG BANGUN MESIN PENCACAH BONGGOL JAGUNG SEBAGAI BAHAN CAMPURAN PAKAN SAPI

IMAM BUDY SANTOSO
NRP. 10211600010009

Dosen Pembimbing :
Ir. SUHARIYANTO, MT.
NIP. 19620424 198903 1 005

DEPARTEMEN TEKNIK MESIN INDUSTRI
Fakultas Vokasi
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2020

FINAL PROJECT - VM 180629

BUILDING PLAN OF CORN COB CUTTING MACHINE AS A MATERIAL FOR MIXING COW FEED

IMAM BUDY SANTOSO
NRP. 10211600010009

Counsellor Lecturer :
Ir. SUHARIYANTO, MT.
NIP. 19620424 198903 1 005

DEPARTEMENT MECANICAL INDUSTRIAL ENGINGEERING
Vocational Faculty Sepuluh Nopember Institut of Technology
Surabaya 2020

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1 Jagung.....5
Gambar 2.2 Bonggol Jagung 6
Gambar 2.3 Percobaan Mencari Gaya Potong.....7
Gambar 2.4 Bentuk dan Ukuran Sabuk V.....9
Gambar 2.5 Transmisi Belt pada Pulley 10
Gambar 2.6 Diagram Pemilihan Sabuk.....12
Gambar 2.7 Sudut Kontak..... 15
Gambar 2.8 Gaya yang Terjadi pada Pasak..... 22
Gambar 2.9 Gaya Geser pada Pasak 23
Gambar 2.10 Bearing Luncur 26
Gambar 2.11 Bearing Gelinding..... 26
Gambar 3.1 Diagram Alir Proses Pembuatan Mesin 30
Gambar 3.2 Konsep Mesin 33
Gambar 3.3 Konsep Mesin 33
Gambar 4.1 Percobaan Mesincari Gaya Potong..... 37
Gambar 4.2 Diagram Pemilihan Belt 40
Gambar 4.3 Menentukan Panjang Belt 41
Gambar 4.4 Sudut Kontak..... 43
Gambar 4.5 Kecepatan Keliling Pulley..... 44
Gambar 4.6 Dimensi Pasak..... 53
Gambar 4.7 Luasan Tegangan Kompresi Pada Pasak..... 55

DAFTAR ISI

JUDUL i
PERNYATAAN TIDAK MELAKUKAN PLAGIAT iii
LEMBAR PENGESAHAN vii
ABSTRAK v
ABSTRACT vi
KATA PENGANTAR xii
DAFTAR ISI ix
DAFTAR TABEL xiii
DAFTAR GAMBAR xiv
BAB 1 PENDAHULUAN 1
1.1 Latar Belakang 1
1.2 Rumusan Masalah 2
1.3 Tujuan Penulisan 2
1.4 Batasan Masalah 2
1.5 Sistematika Penulisan 3
BAB 2 TINJAUAN PUSTAKA 5
2.1 Rancangan Terdahulu 5
2.2 Dasar Teori 6
2.2.1 Jagung 6
2.2.2 Bonggol Jagung 7
2.2.3 Pemanfaatan Bonggol Jagung Untuk Campuran Pakan Sapi 8
2.2.4 Proses Pembuatan Silase 8
2.3 Perencanaan Gaya, Torsi, Daya 8
2.3.1 Gaya Potong 8
2.3.2 Torsi Pada Poros 9
2.3.3 Analisa Daya 10
2.4 Perencanaan Belt dan Pulley 10
2.4.1 Perencanaan Daya dan Torsi 11

2.4.2 Pemilihan Type Belt 13
2.4.3 Menghitung Diameter Pulley yang Digerakkan..14
2.4.4 Panjang Belt 14
2.4.5 Panjang Belt (L) dan Pemeriksaan Jarak Antara Poros 15
2.4.6 Tegangan Belt 15
2.4.7 Sudut Kontak dan Panjang Keliling Belt 16
2.4.8 Gaya Efektif Pada Belt 17
2.4.9 Kecepatan Keliling Pulley 17
2.4.10 Gaya Keliling Belt 18
2.4.11 Menghitung Jumlah Belt 18
2.4.12 Jumlah Kecepatan Per Satuan Panjang 18
2.4.13 Menghitung Umur Belt 19
2.5 Perencaan Poros 19
2.5.1 Hal-hal Penting dalam Perencanaan Poros 20
2.5.2 Bidang Horizontal dan Vertikal 21
2.5.3 Diameter dan Bahan Poros 22
2.6 Perencanaan Poros 22
2.6.1 Klasifikasi Pasak 22
2.6.2 Tinjauan Terhadap Pasak 24
Besarnya Gaya F adalah : 24
2.6.3 Tinjauan Terhadap Kompresi 25
2.7 Bantalan/Bearing 26
2.7.1 Klasifikasi Bearing 26
2.7.2 Menghitung Gaya Radial pada Bearing 27
2.7.3 Menghitung Beban Ekivalen 28
2.7.4 Menghitung Umur Bearing 28
BAB 3 METODOLOGI 31
3.1 Diagram Alir Proses Pembuatan Mesin Pencacah Bonggol Jagung Sebagai Bahan Campuran Pakan Sapi 31
3.2 Tahapan Pembuatan Mesin Pencacah Bonggol

Jagung 32
3.2.1 Observasi 32
3.2.2 Studi Literatur 32
3.2.3 Gambar Data 32
3.2.4 Perencanaan Alat dan Perhitungan 33
3.2.5 Pembuatan dan Perakitan Alat 33
3.2.6 Pengujian Alat Tanpa Beban 33
3.2.7 Pengujian Kapasitas 33
3.2.8 Penyusunan Laporan 34
3.3 Konsep Mesin Pencacah Bonggol Jagung 34
3.4 Prosedur Pengoprasian Mesin Pencacah Bonggol Jagung 36
BAB IV PERENCANAAN DAN PERHITUNGAN 39
4.1 Perhitungan Torsi 39
4.2 Daya Pencacah 40
4.3 Perencanaan Belt dan Pulley 41
4.3.1 Menghitung Daya Perencanaan 41
4.3.2 Pemilihan Type Belt 42
4.3.3 Menghitung Diameter Pulley yang Digerakkan 43
4.3.4 Perhitungan Panjang Belt 44
4.3.5 Menghitung Tegangan Karena Daya 44
4.3.6 Perhitungan Sudut Kontak 45
4.3.7 Menghitung Kecepatan keliling Pulley 46
4.3.8 Perhitungan Gaya Belt 47
4.3.9 Menghitung Tarikkan Pada Belt 47
4.3.10 Pengecekan Jumlah Belt 48
4.3.11 Jumlah Putaran Belt Per Detik 50
4.3.12 Tegangan Maksimum Pada Belt 50
4.3.13 Perhitungan Umur Belt 51
4.4 Perencanaan Poros 52
4.4.1 Tinjauan Tegangan Geser Pasak 52
4.4.2 Perhitungan Gaya dan Momen yang Terjadi pada

Poros 55
4.5 Perhitungan Pasak 56
4.5.1 Tinjauan Tegangan Geser Pasak 57
4.5.2 Tinjauan Tegangan Kompresi Pasak 58
4.6 Perencanaan Bantalan 59
4.6.1 Beban Ekivalen 59
4.6.2 Umur Bantalan 60
4.7 Hasil Percobaan 61
BAB V PENUTUP 63
5.1 Kesimpulan 63
5.2 Saran 63
DAFTAR PUSTAKA .....
LAMPIRAN .....

DAFTAR PUSTAKA

1. Sularso, Kiyokatsu. 2002. *Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin*. Jakarta: Pradnya Paramita
2. Mott, Robert L. 2004. *Machine Elements in Mechanical Design.* New Jersey: Pearson Education
3. Hibbeler, RC. 2013. *Enggineering Mechanics Statics*. New Jersey: Pearson Education
4. Dobrovolsky, V. 1985. *Machine Element.* Moscow: Peace Publishers
5. Suhariyanto dan Syamsul hadi. 2011. *Elemen Mesin II.* Institut Teknologi Sepuluh Nopember, Surabaya.
6. Suhariyanto, Syamsul Hadi, Eddy Widiyono dan Mahirul Mursyid. 2012. *Elemen Mesin II*. Institut Teknologi Sepuluh Nopember, Surabaya.

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1 Dimensi Sabuk V..... 13

Tabel 2.2 Diameter Puli Sabuk 14

Tabel 4.1 Data Pengujian Gaya..... 39

Tabel 4.2 Pecobaan 60

KATA PENGANTAR

Puji syukur penulis panjatkan kehadirat Tuhan Yang Maha Esa yang telah melimpahkan rahmat,hidayah, serta inayahnya sehingga penulis dapat menyelesaikan Tugas Akhir ini dengan judul :

"**RANCANG BANGUN MESIN PENCACAH BONGGOL JAGUNG SEBAGAI BAHAN CAMPURAN PAKAN SAPI**"

Tugas Akhir ini disusun sebagai salah satu syarat kelulusan akademis dalam menempuh pendidikan Program Studi Departemen Teknik Mesin Industri - Fakultas Vokasi , Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya.

Dalam penyusunan Tugas Akhir ini, penulis berusaha menerapkan ilmu yang didapat selama menjalani perkuliahan di Departemen Teknik Mesin Industri. Kiranya penulis tidak akan mampu menyelesaikan Tugas Akhir ini tanpa bantuan, saran, dukungan dan motivasi dari berbagai pihak. Oleh karena itu penulis menyampaikan ucapan terima kasih yang sebesar-besarnya kepada :

1. Bapak Ir. Suhariyanto, MT. Sebagai dosen pembimbing yang telah memberikan saran serta bimbinganya sehingga penulis dapat menyelesaikan Tugas Akhir ini.
2. Bapak Dr. Ir. Heru Mirmanto, MT. Sebagai Ketua Departemen Teknik Mesin Industri Fakultas Vokasi - ITS.
3. Bapak Ir. Suhariyanto, MT. Sebagai Koordinator Tugas Akhir Departemen Teknik Mesin Industri Fakultas Vokasi - ITS.
4. Bapak Ir. Mahirul Mursid, M.Sc dan Ir. Eddy Widiyono, M.Sc sebagai dosen wali yang memberikan bimbingan dan pengarahan selama masa perkuliahan di Departemen Teknik Mesin Industri Fakultas Vokasi - ITS.

5. Dosen Penguji yang memberikan saran dan masukan guna menyempurnakan Tugas Akhir ini.
6. Ayah, Ibu dan keluarga tercinta atas kasih sayang, doa, dukungan, serta materi yang tak ada hentinya diberikan kepada penulis.
7. Teman-teman warga 2014, 2015, 2016 atas kerjasama yang terjalin selama ini
8. Serta Semua pihak yang tidak dapat saya sebutkan satu persatu.

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

Surabaya, 15 Oktober 2020

Penulis

LEMBAR PENGESAHAN
RANCANG BANGUN MESIN PENCACAH BONGGOL JAGUNG SEBAGAI BAHAN CAMPURAN PAKAN SAPI
TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
MemperolehGelar Ahli Madya
Program Studi Diploma III
DepartemenTeknikMesinIndustri Kerjasama Disnakertrans
FakultasVokasi
InstitutTeknologiSepuluhNopember
SURABAYA

Oleh :
Imam Budy Santoso
NRP. 10211600010009

Menyetujui,
DosenPembimbing

Ir. Suhariyanto, MT.
NIP. 19620424 198903 1 005

SURABAYA, OKTOBER 2020

LEMBAR PENGESAHAN
RANCANG BANGUN MESIN PENCACAH BONGGOL JAGUNG SEBAGAI BAHAN CAMPURAN PAKAN SAPI
TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Ahli Madya
Program Studi Diploma III
Departemen Teknik Mesin Industri Kerjasama Disnakertrans
Fakultas Vokasi
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
SURABAYA

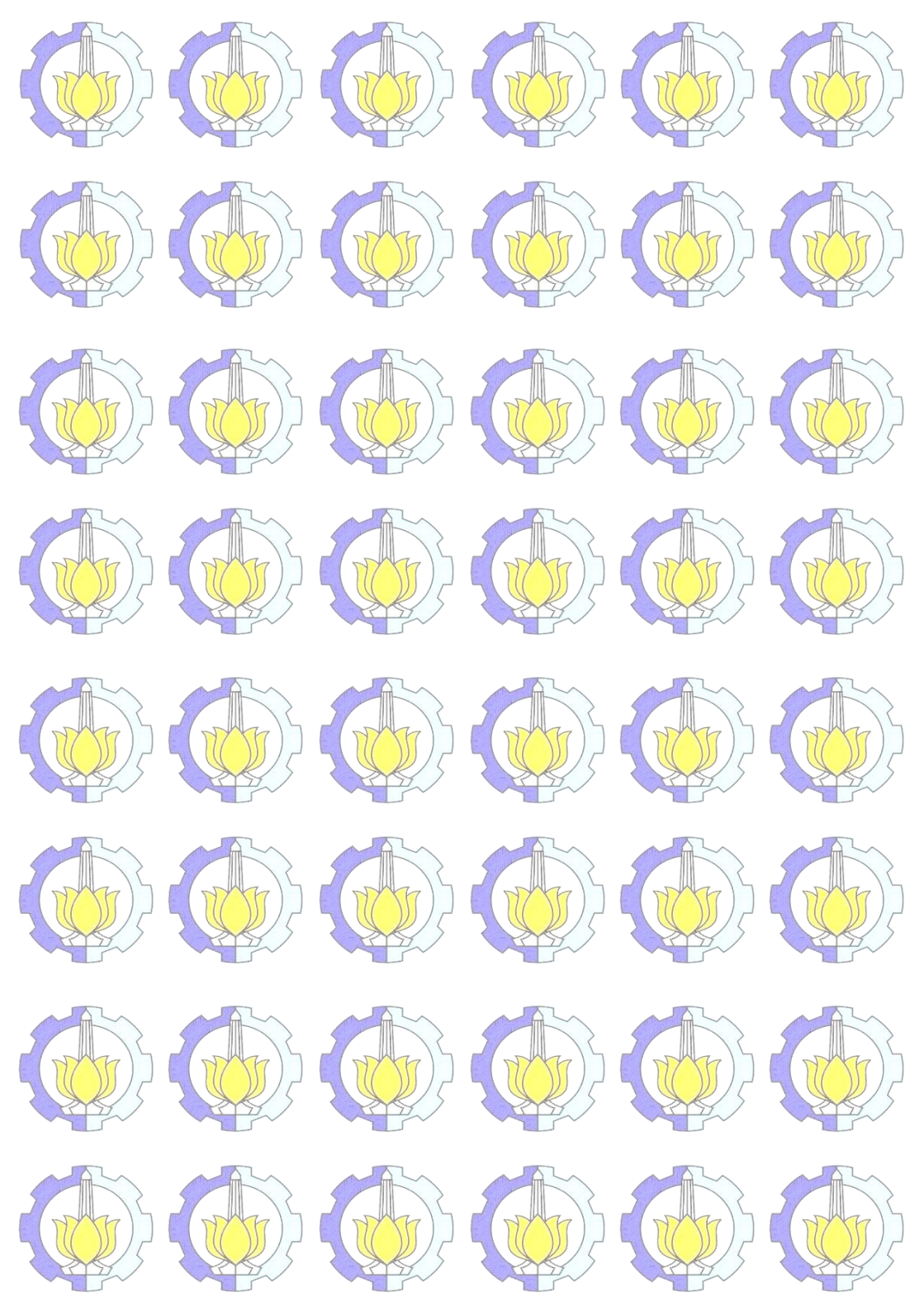
Oleh :

Imam Budy Santoso
NRP. 10211600010009

Menyetujui,
Dosen Pembimbing

Ir. Suhariyanto, MT.
NIP. 19620424 198903 1 005

SURABAYA, OKTOBER 2020



PERNYATAAN TIDAK MELAKUKAN PLAGIAT

Saya yang bertanda tangan dibawah ini :

Nama	: Imam Budy Santoso
NRP	: 10211600010009
Program Studi	: Diploma III Teknik Mesin
Departemen	: Teknik Mesin Industri
Fakultas	: Vokasi

Menyatakan dengan ini sesungguhnya bahwa Tugas Akhir (TA) yang saya tulis ini benar – benar tulisan saya, dan bukan merupakan plagiasi. Apabila di kemudian hari terbukti atau dapat dibuktikan TA ini plagiasi. Maka saya bersedia menerima sanksi atas perbuatan tersebut sesuai dengan ketentuan yang berlaku di Departemen Teknik Mesin Industri. Fak. Vokasi – ITS.

Surabaya, 15 Oktober 2020

(Imam Budy Santoso)
(NRP : 10211600010009)

PERNYATAAN TIDAK MELAKUKAN PLAGIAT

Saya yang bertanda tangan dibawah ini :

Nama	: Imam Budy Santoso
NRP	: 10211600010009
Program Studi	: Diploma III Teknik Mesin
Departemen	: Teknik Mesin Industri
Fakultas	: Vokasi

Menyatakan dengan ini sesungguhnya bahwa Tugas Akhir (TA) yang saya tulis ini benar – benar tulisan saya, dan bukan merupakan plagiasi. Apabila di kemudian hari terbukti atau dapat dibuktikan TA ini plagiasi. Maka saya bersedia menerima sanksi atas perbuatan tersebut sesuai dengan ketentuan yang berlaku di Departemen Teknik Mesin Industri. Fak. Vokasi – ITS.

Surabaya, 15 Oktober 2020

(Imam Budy Santoso)
(NRP : 10211600010009)

LAMPIRAN

Lampiran 1. Tabel Konversi

TABLE . ! *Conversion Factors*

Area

1 mm^2 = 1.0×10^{-6} m^2	1 ft^2 = 144 $in.^2$
1 cm^2 = 1.0×10^{-4} m^2 = 0.1550 $in.^2$	1 $in.^2$ = 6.4516 cm^2 = 6.4516×10^{-4} m^2
1 m^2 = 10.7639 ft^2	1 ft^2 = 0.092 903 m^2

Conductivity

1 W/m-K = 1 J/s-m-K = 0.577 789 Btu/h-ft-R	1 Btu/h-ft-R = 1.730 735 W/m-K

Density

1 kg/m^3 = 0.06242797 lbm/ft^3	1 lbm/ft^3 = 16.018 46 kg/m^3
1 g/cm^3 = 1000 kg/m^3	
1 g/cm^3 = 1 kg/L	

Energy

1 J = 1 N-m = 1 $kg\text{-}m^2/s^2$	
1 J = 0.737 562 lbf-ft	1 lbf-ft = 1.355 818 J
1 cal (Int.) = 4.1868 J	= 1.28507×10^{-3} Btu
	1 Btu (Int.) = 1.055 056 kJ
1 erg = 1.0×10^{-7} J	= 778.1693 lbf-ft
1 eV = $1.602\ 177\ 33 \times 10^{-19}$ J	

Force

1 N = 0.224809 lbf	1 lbf = 4.448 222 N
1 kp = 9.80665 N (1 kgf)	

Gravitation

g = 9.80665 m/s^2	g = 32.17405 ft/s^2

Heat capacity, specific entropy

1 kJ/kg-K = 0.238 846 Btu/lbm-R	1 Btu/lbm-R = 4.1868 kJ/kg-K

Heat flux (per unit area)

1 W/m^2 = 0.316 998 $Btu/h\text{-}ft^2$	1 $Btu/h\text{-}ft^2$ = 3.15459 W/m^2

Heat transfer coefficient

1 $W/m^2\text{-}K$ = 0.176 11 $Btu/h\text{-}ft^2\text{-}R$	1 $Btu/h\text{-}ft^2\text{-}R$ = 5.67826 $W/m^2\text{-}K$

Length

1 mm = 0.001 m = 0.1 cm	1 ft = 12 in.
1 cm = 0.01 m = 10 mm = 0.3970 in.	1 in. = 2.54 cm = 0.0254 m
1 m = 3.28084 ft = 39.370 in.	1 ft = 0.3048 m
1 km = 0.621 371 mi	1 mi = 1.609344 km
1 mi = 1609.3 m (US statute)	1 yd = 0.9144 m

TABLE (Continued) *Conversion Factors*

Specific kinetic energy (V^2)

$1\ m^2/s^2 = 0.001\ kJ/kg$
$1\ kJ/kg = 1000\ m^2/s^2$
$1\ ft^2/s^2 = 3.9941 \times 10^{-5}$ Btu/lbm
1 Btu/lbm = 25037 ft^2/s^2

Specific potential energy (Zg)

1 m-g_{std} = 9.80665×10^{-3} kJ kg
= 4.21607×10^{-3} Btu/lbm
1 ft-g_{std} = 1.0 lbf-ft/lbm
= 0.001285 Btu/lbm
= 0.002989 kJ/kg

Specific volume

$1\ cm^3/g = 0.001\ m^3/kg$
$1\ cm^3/g = 1\ L/kg$
$1\ m^3/kg = 16.018\ 46\ ft^3/lbm$
$1\ ft^3/lbm = 0.062\ 428\ m^3/kg$

Temperature

1 K = 1 °C = 1.8 R = 1.8 F
TC = TK − 273.15
= (TF − 32)/1.8
TK = TR/1.8
1 R = (5/9) K
TF = TR − 459.67
= 1.8 TC + 32
TR = 1.8 TK

Universal Gas Constant

$R = N_0 k = 8.31451$ kJ/kmol-K
= 1.98589 kcal/kmol-K
= 82.0578 atm-L/kmol-K
R = 1.98589 Btu/lbmol-R
= 1545.36 lbf-ft/lbmol-R
= 0.73024 atm-ft^3/lbmol-R
= 10.7317 (lbf/$in.^2$)-ft^3/lbmol-R

Velocity

1 m/s = 3.6 km/h
= 3.28084 ft/s
= 2.23694 mi/h
1 km/h = 0.27778 m/s
= 0.91134 ft/s
= 0.62137 mi/h
1 ft/s = 0.681818 mi/h
= 0.3048 m/s
= 1.09728 km/h
1 mi/h = 1.46667 ft/s
= 0.44704 m/s
= 1.609344 km/h

Volume

$1\ m^3$ = 35.3147 ft^3
1 L = 1 dm^3 = 0.001 m^3
1 Gal (US) = 3.785 412 L
= $3.785\ 412 \times 10^{-3}$ m^3
1 ft^3 = $2.831\ 685 \times 10^{-2}$ m^3
1 $in.^3$ = 1.6387×10^{-5} m^3
1 Gal (UK) = 4.546 090 L
1 Gal (US) = 231.00 $in.^3$

TABLE (Continued) *Conversion Factors*

Mass

1 kg = 2.204 623 lbm
1 tonne = 1000 kg
1 grain = 6.47989×10^{-5} kg
1 lbm = 0.453 592 kg
1 slug = 14.5939 kg
1 ton = 2000 lbm

Moment (torque)

1 N-m = 0.737 562 lbf-ft
1 lbf-ft = 1.355 818 N-m

Momentum (mV)

1 kg-m/s = 7.232 94 lbm-ft/s
= 0.224809 lbf-s
1 lbm-ft/s = 0.138 256 kg-m/s

Power

1 W = 1 J/s = 1 N-m/s
= 0.737 562 lbf-ft/s
1 kW = 3412.14 Btu/h
1 hp (metric) = 0.735 499 kW
1 lbf-ft/s = 1.355 818 W
= 4.626 24 Btu/h
1 Btu/s = 1.055 056 kW
1 hp (UK) = 0.7457 kW
= 550 lbf-ft/s
= 2544.43 Btu/h

1 ton of refrigeration = 3.516 85 kW
1 ton of refrigeration = 12 000 Btu/h

Pressure

1 Pa = 1 N/m^2 = 1 $kg/m\text{-}s^2$
1 bar = 1.0×10^5 Pa = 100 kPa
1 atm = 101.325 kPa
= 1.01325 bar
= 760 mm Hg [0°C]
= 10.332 56 m H_2O [4°C]
1 torr = 1 mm Hg [0°C]
1 mm Hg [0°C] = 0.133 322 kPa
1 m H_2O [4°C] = 9.806 38 kPa
1 lbf/in.^{2} = 6.894 757 kPa
1 atm = 14.695 94 lbf/in.^{2}
= 29.921 in. Hg [32 F]
= 33.899 5 ft H_2O [4°C]
1 psi = 0.06895 bar.
1 in. Hg [0°C] = 0.49115 lbf/in.^{2}
1 in. H_2O [4°C] = 0.036126 lbf/in.^{2}

Specific energy

1 kJ/kg = 0.42992 Btu/lbm
= 334.55 lbf-ft/lbm
1 Btu/lbm = 2.326 kJ/kg
1 lbf-ft/lbm = 2.98907×10^{-3} kJ/kg
= 1.28507×10^{-3} Btu/lbm

LAMPIRAN 2. Dimensi V-Belt

Tabel 3-9. Dimensi V-belt

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

Sumber : (Suhariyanto, Elemen Mesin II : hal 89)

LAMPIRAN 3. Dimensi dan Bahan Belt

Tabel (3-2). Dimensi dan bahan untuk Belt

	Leather	Rubber canvas	Solid woven cotton	Woven woolen	Interstitched rubber	Woven textile linen
Width b in mm	20-300	20-500	30-250	50-300	20-137	15-53
Thickness h in mm	Single 3-5.5 Double7 .5-10	2.5-13.5	4.5-6.5-8.5	6-9-11	1.75-2.5-3.3	1.75
UTS in kg/cm^2	200	4-10 (without layers), 370 (with layers)	350-405	300	300	500
Max elongation	10% at 100kg/cm^3	18% at rupture	20-25% at rupture	60% at rupture	16% at rupture	10% at rupture
Ratio D_{min}/h recommended	35	40	30-40	30	40	30
Allowable	25	30	25-35	25	30	25
Recommended max velocity max in m/sec	40	20-30	25	30	50	50
Specific weight in kg/dm^3	0.98	1.25-1.50	0.75-1.05	0.90-1.24	≈1.2	≈1.0
Constanta a	29	25	21	18	23	21
w (formula 3-25)	300	100	150	150	200	150
Modulus of Elastisitas, E_b in kg/cm^2	1.000-1.500	800-1.200	300-600	–	1.000-1.200	–

Sumber : (*Dobrovolsky*, 1985 : 214)

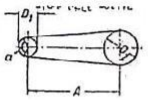
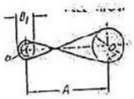
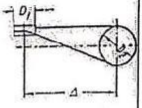
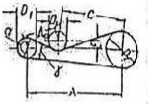
LAMPIRAN 4. Faktor Koreksi Belt

Mesin yg digerakkan	Penggerak					
	Momen puntir puncak 200%			Momen puntir puncak>100%		
	Motor AC(momen normal, sangkar bajing sinkron) motor arus searah (lilitan shunt)			Motor AC balik (momen tinggi, fase tunggal, lilitan seri) motor arus searah (lilitan kompon, lilitan seri), mesin torak, kopling tak tetap		
	Jumlah jam kerja per hari			Jumlah jam kerja per hari		
	3-5 jam	8-10 jam	16-24 jam	3-5 jam	8-10 jam	16-24 jam
Variasi beban sangat kecil						
Pengaduk zat cair, kipas angin, blower (sampai 7,5 kw), pompa sentrifugal, konveyor tugas ringan	1,0	1,1	1,2	1,2	1,3	1,4
Variasi beban kecil						
Konveyor sabuk(pasir, batu bara) pengaduk, kipas angin(lebih dari 7,5 kW), mesin torak , peluncur, mesin perkakas, mesin percetakan, mesin perajang singkong dan sejenisnya.	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, mesin perajang rumput dan akar, dan sejenisnya.	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8
Variasi beban besar						
Penghancur, gilingan bola atau batang, pengangkat, mesin pabrikkaret (rol karet, lender)	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9	2,0

Sumber : (Sularso, 2004 : 165)

LAMPIRAN 5. Sudut Kontak dan Panjang Belt

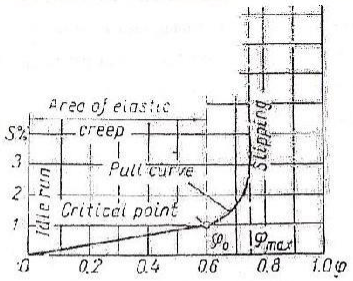
Tabel 3-6. Sudut kontakdan panjang belt

Sketch				
Arc of contact between the belt and the smaller pule	$\alpha \approx 180^\circ - \frac{D_2 - D_1}{A} 60^\circ$	$\alpha \approx 180^\circ - \frac{D_2 + D_1}{A} 60^\circ$	$\alpha \approx 180^\circ + \frac{D_1}{A} 60^\circ$	$\alpha \approx 180^\circ - \frac{D_2 - D_1}{A} 60^\circ + \frac{(D_1 + D_2 - 2E)}{2A_2}$
Geometrical length of belt (disregarding tension and sag)	$L = 2A + \frac{\pi}{2}(D_2 + D_1) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4A}$	$L = 2A + \frac{\pi}{2}(D_2 + D_1) + \frac{(D_2 + D_1)^2}{4A}$	$L = 2A + \frac{\pi}{2}(D_2 + D_1) + \frac{D_2^2 + D_1^2}{4A}$	$L = (A + Ap + C) + \frac{\pi}{2}(D_2 + D_1) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{8A} + \frac{(D_2 + D_2)^2}{8A} + \frac{(D_1 + D_2)^2}{8C} - \frac{E}{Ap}\frac{(D_2 + D_2)}{2} - \frac{E}{C}\frac{(D_2 - D_2)}{2}$

(Sumber : Dobrovolsky, 1085 : 232-233)

Sumber : (*Dobrovolsky*, 1985 : 232-233)

LAMPIRAN 6. Faktor Tarikan Pada Belt



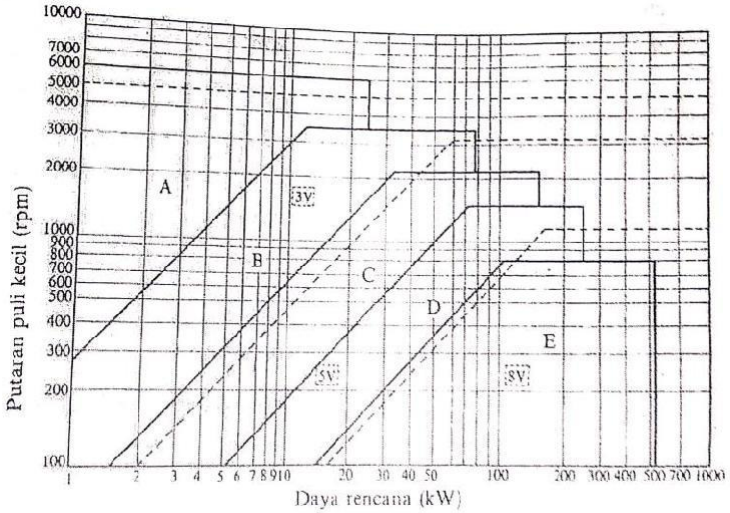
Gambar 3-8. Koefisien rangkakan (ς) terhadap Faktor tarikan (φ)

Titik dimana mulai terjadinya perubahan kurva dari keadaan stabil ke keadaan tidak stabil disebut titik kritis *(Critical Point),* yaitu φ_o.

Untuk belt datar : $\varphi o = 0,5 - 0,6$

Untuk V-belt : $\varphi o = 0,7 - 0,9$

LAMPIRAN 7. Diagram Pemilihan Sabuk V



Gbr. 5.3 Diagram pemilihan sabuk-V.

Sumber: Sularso, 2004:164

LAMPIRAN 8. Panjang Nominal Sabuk

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

LAMPIRAN 9. Koefisien Gesek antara Sabuk dan Puli

Type of belt	Pule material			
	Compressed paper	wood	steel	Cast iron
Leather :				
Tanned with vegetable compound	0.35	0.30	0.25	0.25
Tanned with mineral compound	050	0.45	0.40	0.40
Cotton :				
Solid woven	0.28	0.25	0.22	0.22
Stitched	0.25	0.23	0.20	0.20
Woolen	0.45	0.40	0.35	0.35
Rubber	0.35	0.32	0.30	0.30

Sumber : *(Dobrovolsky, 1985: 206)*

Sumber : (*Dobrovolsky*, 1985 : 206)

LAMPIRAN 10. Mechanical Properties of Stainless Steel

Table A-6 Mechanical Properties of Some Wrought Stainless Steels

AISI Type	Tensile Strength, ksi			Yield Strength, ksi			Elong. in 2 in., %			Red. of Area, %		Brinell Hardness BHN			Impact Strength, (Izod), ft-lb			Endurance Limit, kpsi		Machinability (Based on BHN = 100)	Weldability
	Annealed	Cold Worked	Hardened & Tempered	Annealed	Cold Worked	Hardened & Tempered	Annealed	Cold Worked	Hardened & Tempered	Annealed	Cold Worked	Annealed	Cold Worked	Hardened & Tempered	Annealed	Cold Worked	Hardened & Tempered	Annealed	Cold Worked		
Austenitic																					
302	85	110	-	35	75	-	60	35	-	70	60	150	240	-	110	-	-	34	-	55	Excellent
304	85	110	-	35	75	-	60	60	-	70	-	149	240	-	110	90	-	34	-	55	Excellent
310, 310S	95	-	-	45	-	-	50	-	-	65	-	179	-	-	90	-	-	-	-	50	Good
316	80	90[d]	-	30	60[d]	-	60	45[d]	-	70	65[d]	149	190[d]	-	110	-	-	38	40[d]	50	Excellent
321	85	100[d]	-	35	65[d]	-	55	40[d]	-	65	60[d]	150	212[d]	-	110	-	-	38	-	55	Excellent
347, 348	90	100[d]	-	35	65[d]	-	50	40[d]	-	-	60[d]	160	212[d]	-	110	-	-	39	-	-	Excellent
Martensitic																					
403	73[a]	-	110	43[a]	-	85	30[a]	-	23	70	-	155	-	225	90	-	75	40	-	Fair	Fair
410	70	100[b]	110[b]	40[a]	85	85	40[a]	17	23	70	60	155	205	225	90	80[a]	75	40	-	55[c]	Fair—needs precautions
414	117[a]	130[d]	160[a]	98[a]	115[d]	127[a]	17[a]	15[d]	17[a]	60	58[d]	235	270[d]	-	50	-	48[a]	45	-	Fair	Fair with preheat & postheat
416, 416Sc	75	100[e]	110	40	85[e]	85	30	13[e]	18	60	55	155	205[e]	230	70	20[e]	25	40	53[e]	80	Not recom.
420	95	105[d]	230	50	85[d]	195	25	17[d]	8	55	50[d]	195	215[d]	500	-	-	10	40	-	45[c]	Fair
431	125	130[d]	165[a]	95	110[d]	125[a]	20	15[d]	17[a]	55	35[d]	260	270[d]	338[a]	50	-	40[a]	45	-	45[c]	Fair with preheat & postheat
440 A,B,C	105	115[b,d]	260	60	90[b,d]	240	20	7[b,d]	5	25[b,d]	20	215	240[b,d]	510	2	2[b,d]	4	40	-	40	Weldable with great care
Ferritic																					
405	68[a]	85	-	40	70	-	27[a]	20	-	60	60	150	185	-	25[b]	-	-	-	-	60	Excellent for fusion welding
430, 430F	75	83[a]	-	43[a]	63[a]	-	27[a]	20[a]	-	62[a]	60[a]	155	212	-	-	-	-	40[b]	46[b]	Fair	Fair, post annealed recom
446	83[a]	85	-	53[a]	70	-	23[a]	20	-	45	45	163	183	-	2	-	-	47	-	Fair	Fair but care must be taken

SOURCE: Data was compiled from *1973 Materials Selector*, Reinhold Publishing Co., New York, *ASME Handbook: Metals Properties*, McGraw-Hill Book Co., Inc., New York, 1954.

[a] Average values.
[b] Minimum values.
[c] Hardened to 200-220 BHN.
[d] Annealed and cold drawn.
[e] Tempered and cold drawn.

LAMPIRAN 11. Bahan Poros

Tabel 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
	N	64	50	36	68	131	75
1030	HR & turned	72	44	31	63	140	—
	CD	84	76	16	57	172	65
	A	67	50	31	58	126	—
	N	76	51	32	61	149	—
1040	HR	91	58	27	50	201	63
	CD	100	88	17	42	207	65
	A	75	51	30	57	149	—
	N	85	50	28	55	170	60
1045	HR	98	59	24	45	212	56
	CD	103	90	14	40	217	60
	A	90	55	27	54	174	60
	N	99	61	25	49	207	—
1050	HR	105	67	15	—	—	—
	CD	114	104	9	—	—	54
	A	92	43	24	40	187	—
	N	109	62	20	39	217	—
1095	HR	142	83	18	38	295	—
	A	95	38	13	21	192	—
	N	147	73	10	14	293	—
1118	HR	75	50	35	55	140	—
	CD	85	75	25	55	170	80
	A	65	41	35	67	131	80
	N	69	46	34	66	143	80
2330	CD	105	90	20	50	212	50
	A	86	61	28	58	179	50
	N	100	68	26	56	207	—
3140	CD	107	92	17	50	212	55
	A	100	61	25	51	197	55
	N	129	87	20	58	262	—
4130	HRA	86	56	29	57	183	65
	CDA	98	87	21	52	201	70
	N	97	63	26	60	197	50

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

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

Table A-2 (continued)

AISI Type	Condition	Tensile Strength, ksi	Yield Strength, ksi	Elongat. in 2 in., %	Reduction in Area, %	Hardness, BHN	Machinability (Based on 1112 = 100)
4140	HRA	90	63	27	58	187	54
	CDA	102	90	18	50	223	66
	N	148	95	18	47	302	—
4340	HRA	101	69	21	45	207	46
	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 12. Faktor X dan Y Bearing

Factor X and Y for Ball and Roller Bearings

Contact anguler α , deg	(i.Fa/Co)	Single-Row Bearing		Double-Row Bearing				e
		(Fa/V.Fr) >e		(Fa/V.Fr) <e		(Fa/V.Fr) >e		
		X	Y	X	Y	X	Y	
Radial Contact Ball Bearing								
	0,014	0,56	2,30	1	0	0,56	2,30	0,19
	0,028		1,99				1,99	0,22
	0,056		1,71				1,71	0,26
	0,084		1,55				1,55	0,28
	0,110		1,45				1,45	0,30
	0,170		1,31				1,31	0,34
	0,280		1,15				1,15	0,38
	0,420		1,04				1,04	0,42
	0,560		1,00				1,00	0,44
Anguler Contact Ball Bearing								
5	0,014	0,56	2,30	Use X,Y and e evaluases applicable to single-row radial contact bearing	2,78	0,78	3,74	0,23
	0,028		1,99		2,40		3,23	0,26
	0,056		1,71		2,07		2,78	0,30
	0,085		1,55		1,87		2,52	0,34
	0,110		1,45		1,75		2,36	0,36
	0,170		1,31		1,58		2,13	0,40
	0,280		1,15		1,39		1,87	0,45
	0,420		1,04		1,26		1,69	0,50
	0,560		1,00		1,21		1,63	0,52
10	0,014	0,46	1,88	1,0	2,18	0,75	2,30	0,19
	0,029		1,71		1,98		1,99	0,22
	0,057		1,52		1,76		1,71	0,26
	0,086		1,41		1,63		1,55	0,28
	0,110		1,34		1,55		1,45	0,30
	0,170		1,23		1,42		1,31	0,34
	0,290		1,10		1,27		1,15	0,38
	0,430		1,01		1,17		1,04	0,42
	0,570		1,00		1,16		1,00	0,44

Catatan :

(Fa/V.Fr) = e , maka : X = 1 dan Y = 0 (Single-row Bearing)

Sumber : Deutschman, 1975

LAMPIRAN 13. Standart Dimension and Load Ratings of Radial Rolling Bearings

Standar dimensions and load rating of Radial Rolling Bearing

(Co = basic static load ,lb ; C = basic dynamic load rating, lb)

Bearing Bore, d	Outside Dia. D	Max Fillet Radius	Dimension Series 03											
			Width B	Self aligning Ball Bearing		Single Row Deep Groove Ball Bearing		Angular Contact Sleep angle Ball Bearing		Cylindrical Roller Bearing		Spherical Roller Bearing	
mm	mm	in	mm	Co	C	Co	C	Co	C	Co	C	Co	C
4	16	0,012	5										
5	19	0,012	6										
6													
7													
8													
9						845	1400						
10	35	0,024	11	530	1630	1040	1690						
12	37	0,039	12	590	1650	1220	1960						
15	42	0,039	13	820	2170	1470	2340						
17	47	0,039	14	900	2150	1750	2750	1920	3000				
20	52	0,039	15	1350	3110	2390	3660	2870	4220	2870	5130	6000	6700
25	62	0,039	17	1740	3700	3340	4850	3840	5370	3940	5760	8500	9500
30	72	0,039	19	2210	4350	4020	5750	4620	6340	5370	8330	9800	10800
35	80	0,059	21	2740	5110	5020	7040	5770	7740	6340	10300	12900	13700
40	90	0,059	23	3580	6600	6730	9120	7730	10100	9030	14200	17300	17000
45	100	0,059	25	3930	7510	8010	10700	9200	11800	11100	17000	18300	19300
50	110	0,079	27										

Sumber : Deutschman, 1975

LAMPIRAN 14. Service Faktor Bearing

Tabel 1.2. Ball bearing service factors, F_s

No	Type of service	Multiply calculated load by following factors	
		Ball Bearing	Roller Bearing
1	Uniform and steady load	1,0	1,0
2	Light shock load	1,5	1,0
3	Moderate shock load	2,0	1,3
4	Heavy shock load	2,5	1,7
5	Extreme and indefinite shock load	3,0	2,0