

# **RANCANG BANGUN MESIN *PENCACAH PAKAN TERNAK SERBAGUNA* *DAN SISTEM MEKANISMENYA***

Irfan Fauzan , Pongky Lubas Wahyudi<sup>2</sup>

Teknologi Manufaktur, Fakultas Vokasi

Universitas 17 Agustus 1945, Surabaya, Indonesia

e-mail : [acungbir@gmail.com](mailto:acungbir@gmail.com), [pongkywahyudi2017@gmail.com](mailto:pongkywahyudi2017@gmail.com)

## **Abstrak**

Pada saat ini peternak masih menggunakan proses manual untuk memberi makan hewan ternaknya dengan cara menggunakan sabit dan benda tajam lainnya yang membutuhkan waktu pemotongan sekitar 4 jam kerja dan hanya mendapatkan 1 karung rumput saja yang digunakan untuk memenuhi kebutuhan pakan 3 sampai 4 ekor sapi saja, sehingga jika jumlah hewan ternak bertambah maka tidak akan mencukupi kebutuhan pakan yang diperlukan setiap harinya dan tentunya membutuhkan alat bantu dan sejenisnya. Penelitian yang dilakukan saat ini akan melakukan rancang bangun mekanisme mesin pencacah pakan ternak serbaguna yang diharapkan dapat mengatasi permasalahan peternak-peternak kecil di atas dan juga sebagai alat bantu bagi UKM peternakan di pedesaan..

Prinsip kerja mesin pencacah pakan ternak serbaguna ini menggunakan pisau yang berputar yang berbentuk lurus dengan mata pisau berbentuk melengkung, digerakan oleh pulley 1 melalui perantara v-belt kemudian pulley 2 berputar, pada poros yang terhubung dengan pulley 2 akan berputar sekaligus memutar pisau cacah yang digerakan oleh.

Hasil dari penelitian mesin pencacah pakan ternak serbaguna menghasilkan daya motor 1/2 HP 833,3 rpm, menggunakan transmisi v-belt dengan Type A dengan panjang 571,55mm menggunakan poros ukuran 15 mm dan jenis bearing yang digunakan 6002. Alat ini bisa untuk mencacah rumput, debok pisang dan tebu dengan ukuran cacah 2 cm seragam dengan kapasitas mesin 500kg/jam nya.

**Key word:** *pakan ternak hijauan, mesin pencacah pakan ternak serbaguna*

## PENDAHULUAN

Perkembangan zaman seperti saat ini diikuti oleh perkembangan teknologi yang semakin meningkat pesat, membuat manusia harus secepatnya beradaptasi mengikuti perkembangan jaman tersebut. Salah satu alasan kenapa manusia harus menyesuaikan diri karena perkembangan teknologi akan mempermudah pekerjaan manusia baik dalam lingkungan pekerjaan ataupun dalam kegiatan sehari-hari. Cara pengerjaan manual lambat laun akan diganti dengan cara yang lebih mudah dan ringan yaitu menggunakan mesin semiotomatis atau otomatis,

Para peternak pada umumnya setelah mengambil rumput dan hijauan lainnya, rumput tersebut akan langsung diberikan ke hewan ternaknya tanpa melalui proses pemotongan atau pengolahan terlebih dahulu dan ada juga beberapa peternak memotong rumput tersebut secara manual sebelum diberikan ke hewan ternaknya. Kegiatan memotong rumput dengan cara manual tersebut dirasakan kurang efektif dan menghabiskan waktu cukup lama jika jumlah rumput yang akan dipotong semakin banyak menyesuaikan dengan semakin banyaknya juga jumlah hewan ternaknya.

Untuk menyelesaikan masalah tersebut perlu dibutuhkan dan di rancang sebuah mesin pencacah rumput berkapasitas sedang. Mesin pencacah rumput ini merupakan mesin yang bergerak menggunakan sistem berputar. Mesin ini di tenagai oleh motor listrik yang digunakan untuk menggerakkan pisau yang terhubung dengan poros pisau. Rancang bangun mekanisme mesin pencacah rumput untuk pakan ternak ini diharapkan dapat mengatasi permasalahan peternak-peternak kecil di atas dan juga sebagai alat bantu bagi UKM peternakan di pedesaan.

## LANDASAN TEORI

**Bahan pakan ternak** ialah ada 3 yaitu rumput gajah, gedebok pisang dan tebu

Rumput Gajah atau yang disebut juga rumput napier, merupakan salah satu jenis hijauan pakan ternak yang berkualitas dan disukai hewan ternak (*I Gusti Ayu Maya. 2018.*)

Pengolahan gedebok pisang sebagai bahan pakan untuk pakan ternak ruminansia diharapkan dapat menjadi alternatif pilihan bagi para peternak untuk dapat meminimalkan biaya pembelian pakan dan dapat mengurangi tenaga kerja karena tidak merumput setiap hari. (*Susanto, SST. 2020.*)

Tebu adalah tanaman yang ditanam untuk bahan baku gula dan vetsin. Tanaman ini hanya dapat tumbuh di daerah beriklim tropis. Tanaman ini termasuk jenis rumput-rumputan. (RUKMANA, R. 2005.)

### **Proses Pencacahan**

Mesin ini merupakan mesin serbaguna untuk perajangan hijauan, khususnya digunakan untuk merajang pakan ternak. Pencacahan ini dimaksudkan untuk mempermudah ternak dalam memakan, disamping itu juga untuk memperirit pakan.

### **Proses mekanisme dan menggunakan mesin**

Proses mekanis untuk perajang hijauan khususnya untuk merajang pakan ternak serbaguna. Pencacahan bertujuan untuk mempermudah ternak dalam memakan pakan, cara mencacah pakan menggunakan pisau perajang yang berputar dengan poros. Poros tersebut terhubung dengan pulley yang digerakan dengan perantara v-belt yang digerakan oleh motor. Dengan menggunakan mesin, pencacahan pakan dilakukan untuk menghemat waktu



### **Motor penggerak**

Motor penggerak adalah sebuah mesin yang akan digerakkan dan memiliki beban. Menurut Sularso (1978), bilamana terdapat daya  $P$  (kW) yang ditransmisikan dan putaran  $n$  (rpm), sehingga ada pemeriksaan daya  $P$ . Jika  $P$  adalah daya rata-rata motor, maka pembagian dengan efisiensi mekanis dari sistem transmisi akan

mendapatkan penggerak mula yang diperlukan. sehingga pada saat *start* memiliki beban yang besar dan daya rencana dihitung dengan persamaan dibawah ini:

$$P_d = f_c \cdot P (kW) \dots\dots\dots(1)$$

keterangan :

$P_d$  = daya rencana

$f_c$  = faktor koreksi

$P$  = daya nominal

### **Poros**

Menurut *Sularso dan Kiyatkasu Suga (2004)*, poros merupakan komponen terpenting dalam suatu mesin yang memiliki putaran dalam operasinya. Sehingga poros dibedakan menjadi tiga macam berdasarkan penerus dayanya yaitu :

### **Poros Transmisi**

Poros macam ini mendapat beban puntir murni atau puntir dan lentur. Daya ditransmisikan kepada poros ini melalui kopling , roda gigi, puli sabuk, atau sproket rantai dan lain-lain.

### **Spindel**

Poros transmisi yang relatif pendek seperti poros utama mesin perkakas, dimana beban utamanya berupa puntiran disebut spindel. Syarat yang harus dipenuhi poros ini adalah deformasinya harus kecil dan bentuk serta ukurannya harus teliti.

### **Gandar**

Poros seperti ini dipasang diantara roda-roda kereta barang dimana tidak mendapat beban puntir, bahkan kadang-kadang tidak boleh berputar disebut gandar. Gandar ini hanya mendapat beban lentur kecuali jika digerakkan oleh penggerak mula dimana akan mengalami beban puntir juga.

- $p_d = f_c P(kW) \dots\dots\dots(2)$

*Sularso., dan Suga, Kiyokatsu, 2004*

Keterangan:

$p_d$  = daya rencana (kW)

$f_c$  = faktor koreksi

P = daya nominal (kW)

Tabel 1 Faktor-faktor daya yang akan ditransmisikan  $f_c$

Daya yang ditransmisikan	$f_c$
Data rata-rata yang diperlukan	1,2 - 2,0
Daya maksimum yang diperlukan	0,8 - 1,2
Daya normal	1,0 - 1,5

- Gaya Tarik v-belt pada pembebanan

$$(T1-T2) = \frac{T}{R} \text{ (Daryanto,2000:117)} \dots\dots\dots(3)$$

T = momen rencana (kg.mm)

$n_1$  = putaran poros (rpm)

- Momen yang terjadi pada poros

T (Kg.mm) maka :

$$p_d = \frac{(T/1000) (2\pi n_1/60)}{102} \dots\dots\dots(4)$$

*Sularso., dan Suga, Kiyokatsu, 2004*

Sehingga

$$T = 9,74 \times 10^5 \frac{p_d}{n_1} \dots\dots\dots(5)$$

*Sularso., dan Suga, Kiyokatsu, 2004*

Keterangan:

T = momen rencana (kg.mm)

$n_1$  = putaran poros (rpm)

- Tegangan geser

$$\tau_a = \sigma_b / (Sf_1 \times Sf_2) \dots\dots\dots(6)$$

*Sularso., dan Suga, Kiyokatsu, 2004*

Keterangan :

$\tau_a$  = tegangan geser yang diijinkan ( $kg/mm^2$ )

$\sigma_b$  = kekuatan tarik ( $Kg/mm$ )

$Sf_1$  = faktor kamanan 1

$Sf_2$  = faktor kamanan 2

- Diameter poros

$$d_a = \left[ \frac{5,1}{\tau_a} K_t C_b T \right]^{1/3} \dots\dots\dots(7)$$

*Sularso., dan Suga, Kiyokatsu, 2004*

Keterangan:

$d_s$  = Diameter Poros (mm)

$k_t$  = Faktor Koreksi

$\tau_a$  = Tegangan Geser Yang Diijinkan ( $kg.mm^2$ )

$c_b$  = Faktor Lenturan

T = Momen Puntir (Kg mm)

Tabel 2 Diameter poros

(Satuan mm)

4	10	*22,4	40	100	*224	400
		24		(105)	240	
	11	25	42	110	250	420
					260	440
4,5	*11,2	28	45	*112	280	450
	12	30		120	300	460
		*31,5	48		*315	480
5	*12,5	32	50	125	320	500
				130	340	530
		35	55			
*5,6	14	*35,5	56	140	*355	560
	(15)			150	360	
6	16	38	60	160	380	600
	(17)			170		
*6,3	18		63	180		630
	19			190		
	20			200		
	22		65	220		
7			70			
*7,1			71			
			75			
8			80			
			85			
9			90			
			95			

Keterangan:

1. Tanda \* menyatakan bahwa bilangan yang bersangkutan dipilih dari bilangan standar.
2. Bilangan didalam kurung hanya dipakai untuk bagian dimana akan dipasang bantalan gelinding.

### Perencanaan *Pulley*

*Pulley* berfungsi untuk mentransmisikan daya dari poros satu ke poros yang lain melalui sistem transmisi penggerak berupa sabuk atau *V-belt*. Perputaran *pulley* yang terjadi terus-menerus akan menimbulkan gaya sentrifugal (*centrifugal force*) sehingga mengakibatkan peningkatan kekencangan pada sisi kencang/*tight side* (T1) dan sisi kendur/*slack side* (T2) (Sularso,2000).

Tabel 3 diameter minimum *pulley*

Penampang	A	B	C	D
Diameter minimal yang diizinkan (mm)	65	115	175	450
Diameter minimal yang dianjurkan (mm)	95	145	225	550

Rumus dibawah ini digunakan untuk mengetahui besar putaran yang akan digunakan, sehingga menerapkan diameter dari satu *pulley* yang digunakan.

- $\frac{n1}{n2} = \frac{d1}{d2}$ .....(8)

Keterangan :

$n1$  = Putaran poros motor (rpm)

$n2$  = Putaran poros yang ditentukan (rpm)

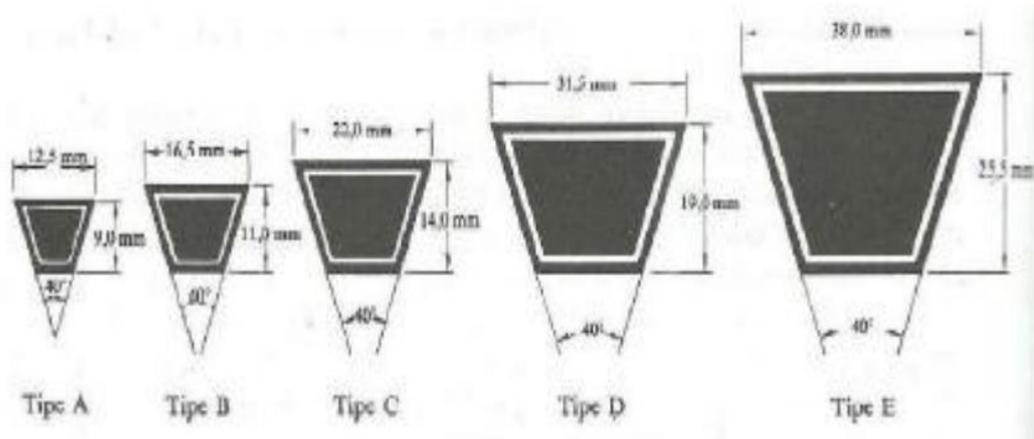
$d1$  = Diameter *pulley* 1 pada poros yang digunakan (mm)

$d2$  = Diameter *pulley* 2 pada poros yang digerakan (mm)

### Perencanaan *V-Belt*

*V-belt* adalah suatu penghubung dari dua buah poros yang memiliki jarak. Bahan dasar *V-belt* yaitu karet, benang dan mempunyai penampang trapesium. Pemasangan *V-belt* cukup mudah dengan cara dibelitkan mengelilingi alur *pulley* yang berbentuk V. Bagian sabuk yang

membelit pada *pulley* akan mengalami lengkungan sehingga lebar bagian dalamnya akan bertambah besar (Sularso, 1991:163).



Gambar 1 ukuran penampang sabuk V

- Daya rencana (Pd)

$$P = fc \times p \text{ (Sularso, 2004:7) .....(2.8)}$$

Keterangan :

P = daya rencana (kw)

Pd = daya rencana (kw)

- Momen rencana (T)

$$T = 9,74 \times 10^5 \frac{Pd}{n1} \text{ (Sularso dan Kiyokatsu Suga, 2004:7) .....(2.9)}$$

Keterangan :

Pd = daya rencana (kw)

n1 = putaran poros penggerak (rpm)

n2 = putaran poros yang digerakan (rpm)

- Kecepatan keliling puli penggerakan ( $V_p$ )

$$Vp = \frac{Dp \times n1}{60 \times 1000} \text{ (m/s) ( Sularso-kiyokatsu Suga,2004:166) ..... (3.0)}$$

Dimana :

$V_p$  = kecepatan keliling puli penggerak ( $V_p$ )

$D_p$  = diameter puli motor (mm)

$n_1$  = putaran motor listrik (rpm)

- Gaya tangensial

$$P = \frac{F_e \cdot v}{102} \text{ (Sularso dan Kiyokatsu suga, 2004:171).....(3.1)}$$

Dengan:  $F_e$  = gaya tangensial sabuk-v

$P$  = Daya rencana

- Kecepatan sabuk (v)

$$V = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60 \cdot 1000} \text{ (Sularso dan Kiyokatsusuga, 2004:166).....(3.2)}$$

Keterangan :

$V$  = kecepatan puli (m/s)

$d_p$  = diameter puli kecil (mm)

$n_1$  = putaran puli kecil (rpm)

- Panjang keliling (L)

$$L = 2C \frac{\pi}{2} (D_2 + D_1) + \frac{1}{4c} + (D_p - d_p) \text{ (Sularso dan Kiyokatsu Suga, 2004:170).....(3.3)}$$

Keterangan :

$d_p$  = diameter jarak bagi puli kecil (mm)

$D_p$  = diameter jarak bagi puli besar (mm)

$C$  = Jarak sumbu poros (mm)

- Jarak sumbu poros (C)

$$C = \frac{b + \sqrt{b^2 - 8(D_2 - D_1)}}{8} \text{ (Sumber: Sularso-Kiyokatsu Suga, 170).....(3.4)}$$

Keterangan :

$d_p$  = diameter jarak bagi puli kecil (mm)

$D_p$  = diameter jarak bagi puli besar (mm)

- Sudut kontak ( $\theta$ )

$$\theta = 180^\circ \frac{57(D_p - d_p)}{c} \text{ (Sularso dan Kiyokatsu suga, 2004:173).....(3.5)}$$

Keterangan :

$d_p$  = diameter jarak bagi puli kecil (mm)

$D_p$  = diameter jarak bagi puli besar (mm)

$C$  = Jarak sumbu poros (mm)

## Bantalan

Bantalan merupakan salah satu elemen mesin yang menumpu poros yang memiliki beban, sehingga putaran atau gerakan bolak-balik pada poros tersebut dapat berlangsung secara halus, aman, dan tahan lama. Jika bantalan tidak berfungsi dengan baik maka performa seluruh sistem akan menurun atau tak mampu bekerja secara maksimal.

- Mencari beban ekuivalen

$$P = X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a \dots\dots\dots(2.1)$$

( Deutscman, Aaron D, 1975:486 )

Dimana :

P = beban equivalen

$F_r$  = beban radial

$F_a$  = beban aksial

V = beban putar

X = faktor beban radial

Y = faktor beban aksial

- Untuk menghitung umur bantalan digunakan rumus berikut :

$$L_{10} = \frac{10^6}{60 n} \left( \frac{C}{P} \right)^b \dots\dots\dots(2.2)$$

( Deutscman, Aaron D, 1975:485 )

Dimana :

$L_{10}$  = umur bantalan

n = Putaran RPM

C = beban nominal

P = beban ekivalen

## METODOLOGI

### 1. Study literatur

Perencanaan dan pembuatan alat ini dimulai dengan studi kelayakan mencari literatur yang akan dijadikan pedoman pengerjaan. Pada tahapan ini dilakukan dengan pengumpulan data dari berbagi sumber

## 2. **Pengumpulan data**

Dari data yang didapat bahwa proses pencacah rumput pada masih kebanyakan belum dipakai oleh para peternak.

## 3. **Desain analisa**

Setelah mendapatkan literatur yang sesuai yang kami inginkan desain alat untuk merancang sistem yang lebih sederhana dari mesin yang terdahulunya yang lebih praktis dan efisien. Agar dapat di mengerti desain dan rancangan yang akan dibuat

## 4. **Perencanaan dan perhitungan**

Bertujuan untuk mendapatkan mekanisme kerja mesin, yang optimal dengan melihat data yang ada pada studi literatur. Mesin yang akan dirancang mesin pencacah rumput dengan kapasitas lumayan besar. Dengan cara melakukan perencanaan dan perhitungan poros, bantalan dan motor listrik

## 5. **Perkitan mesin**

Proses perakitan mesin dilakukan untuk menyatukan elemen mesin yang sudah dipilih untuk membuat menjadikan mesin yang utuh.

## 6. **Uji coba**

Kegiatan ini untuk mengetahui kinerja dan kemampuan alat dalam hal fungsi dari komponen, keluaran dan keselamatan kerja mesin tersebut. Uji coba dilakukan ketika alat sudah selesai dibuat.

## 7. **Hasil**

Setelah mesin diuji coba dan memenuhi syarat yang diinginkan maka mesin dikatakan telah lulus uji coba.

## 8. **Kesimpulan**

Setelah mesin selesai di uji coba dengan baik selanjutnya adalah pembuatan laporan dari hasil pengujian yang telah dilakukan.

## **HASIL DAN PEMBAHASAN**

### • **Perencanaan Torsi**

Besarnya kebutuhan daya tergantung dari jenis material yang akan dipotong. Mekanisme pemotongan dan alat potong yang digunakan juga menjadi pertimbangan untuk menentukan kebutuhan daya. Pisau potong yang digunakan jumlahnya 1 dengan mata potong sebanyak 2, dimana:

Panjang pisau :  $460 \text{ mm} = 460/2 = 230 \text{ mm}$

Putaran Motor (  $n_1$  ) : 1400 rpm

Diameter Puli (  $d_1$  ) : 75 mm

Direncanakan untuk mencacah 1 batang rumput yang panjangnya 2 m diasumsikan memerlukan sekitar 100 kali pemotongan (panjang potongan 2cm), dan direncanakan terdapat 1 pisau perajang dengan 2 mata pisau

perajang. Setiap putaran terjadi 2 kali pencacahan maka untuk memotong rumput yang panjangnya 2 m diperlukan :

$$= 100/2 \times 2 = 25 \text{ putaran}$$

Jika target perjam 500 kg/jam

$$\text{Maka } Q = \frac{n}{\text{putaran}} \times W$$

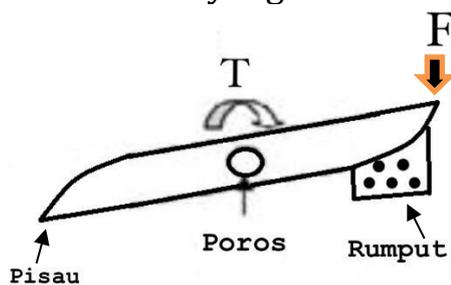
$$n = \frac{100}{1\text{kg}} \times 500$$

$$= 50000 \text{ putaran/jam}$$

$$= 50000/60 \text{ per menit}$$

$$= 833.3 \text{ putaran/menit}$$

Jadi putaran mesin yang dibutuhkan adalah 833,3 rpm



Gambar 2 Gaya yang bekerja pada pisau

### Perencanaan daya penggerak

$$P = \omega \cdot r \rightarrow T = F \cdot R$$

Dimana :

F = gaya yang bekerja

T = Torsi (Nm)

$$r = \frac{1}{2} \text{ panjang pisau} = 230\text{mm} = 0,23 \text{ m}$$

Untuk mendapatkan besarnya gaya pemotong ( F ) didapat dari percobaan dengan memberi timbangan dibawah rumput gajah lalu rumput gajah tersebut dipotong dengan pisau sampai terpotong dan dilihat timbangan tersebut, timbangan akan menunjukkan besarnya gaya dari rumput gajah tersebut. Poros pisau diputar manual ( oleh tangan ) Hasil dari pengujian massa pada rumput gajah diatas dapat diketahui gaya atau beban sebesar 3,2 kgf. Setelah massa atau beban diketahui sebesar 3,2 kgf maka besarnya gaya dalam satuan Newton adalah 31,39 N. (sumber : Jurnal Energi dan Manufaktur Vol.7, No.2, Oktober 2014: 119-224 Analisa Gaya dan Daya Mesin Pencacah Rumput Gajah Berkapasitas 1350 kg/jam, Liza Rusdiyana, Suhariyanto, Eddy Widiyono, Mahirul Mursid).

a. Maka gaya yang bekerja pada pencacah pakan ternak:

$$T = 3,2 \cdot 9,81 \text{ m/s} = 31,39 \text{ N}$$

Torsi yang bekerja

$$\begin{aligned} T &= F \cdot r \\ &= 31,39 \text{ N} \cdot 0,23 \text{ m} \\ &= 7,22 \text{ Nm} \end{aligned}$$

Torsi yang terjadi

Diket:

$$n_1 = 1400 \text{ rpm}$$

$$T_2 = T_3 = 7,22 \text{ Nm}$$

$$n_2 = 833,33 \text{ rpm}$$

Besarnya torsi  $T_1$ :

$$\begin{aligned} P &= \frac{n_1}{n_2} = \frac{T_1}{T_2} \rightarrow T_1 = \frac{T_2 n_2}{n_1} \\ T_1 &= \frac{7,22 \cdot 833,33}{1400} \\ &= 4,3 \text{ Nm} \end{aligned}$$

### Perhitungan pulley

Dalam perhitungan pulley telah diketahui dari data sebelumnya yaitu :

Putaran motor  $n_1 = 1400 \text{ rpm}$  nilai ini didapat dari spesifikasi motor

Putaran pisau  $n_2 = 833,3 \text{ rpm}$  Diameter pulley motor ditentukan

$$d_1 = 75 \text{ mm}$$

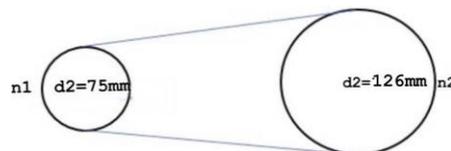
Diameter pulley tabung  $d_2 = ?$

Jadi untuk untuk menghitung diameter pulley menggunakan rumus sebagai berikut :

$$n_1/n_2 = d_1/d_2$$

maka :

$$d_2 = \frac{(d_1 \times n_1)}{n_2}$$



dimana :

$n_1$  = putaran motor rpm

$n_2$  = putaran pisau rpm

$d_1$  = diameter pulley motor mm

maka untuk perhitungannya sebagai berikut :

Gambar 3 diameter puli

$$d2 = \frac{(d1 \times n1)}{n2}$$

$$= \frac{75 \times 1400}{833,33} = 126 \text{ mm}$$

### Perhitungan kecepatan sabuk (V)

a. Untuk mencari kecepatan sabuk menggunakan rumus sebagai berikut :

$$V = ( d1 n1 ) / (60 \times 1000) \text{ (Sularso Kiyokatsu Suga 2004 : 170)}$$

Dimana :

V = kecepatan putaran sabuk

d1 = diameter pulley motor mm

n1 = putaran motor

maka perhitungannya adalah sebagai berikut :

diketahui :

$$d1 = 75 \text{ mm}$$

$$n1 = 1400 \text{ rpm}$$

$$V = \frac{(\pi d1 n1)}{60 \times 1000}$$

$$= \frac{(3,14 \cdot 75 \cdot 1400)}{60 \times 1000}$$

$$= 5,49 \text{ m/s}$$

b. Gaya tangensial sabuk V

$$Fe = \frac{Po \cdot 102}{v}$$

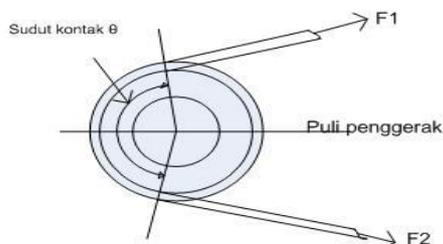
$$Fe = \frac{0,746 \cdot 102}{5,49}$$

$$= 13,86 \text{ kg}$$

Keterangan : Fe = Gaya tangensial sabuk-v

Po = kapasitas transmisi daya

c. Sudut kontak antara sabuk dan pulley



Gambar 3 sabuk dengan pulley

$$\theta = 180^\circ - 57 \frac{(Dp - dp)}{c} \text{ (sularso dan kiyokatsu suga, 2004:173)}$$

$$= 180^\circ - 57 \frac{(100-75)}{148}$$

$$= 180^\circ - 9,62^\circ$$

$$= 170,3^\circ$$

Faktor koreksi  $K\theta = 1^\circ$

Sedangkan sudut kontak sabuk dengan puli yang digerakan:

$$\omega = 360^\circ - 170,3^\circ = 189,7$$

$$= \frac{189,7^\circ}{180^\circ} \times \pi = 3,30 \text{ radian}$$

d. Demikian besarnya gaya Tarik sabuk F1 (kg)

$$E = 2,72$$

$\theta$  = sudut kontak 3,30 radian

$\mu$  = koefisien gesek 0,3

$$F1 = \frac{e^{\mu\theta}}{e^{\mu\theta}-1} \times Fe \quad (\text{Sularso dan Kiyokatsu Suga, 2004:171})$$

$$F1 = \frac{2,72 (0,3 \times 3,30)}{2,72 (0,3 \times 3,30)-1} \times 13,86$$

$$= 22,06$$

e. Besarnya gaya Tarik kendor sabuk F2 (kg)

$$F2 = F1 - Fe$$

$$F2 = 22,06 - 13,86$$

$$F2 = 8,2 \text{ kg}$$

f. Besarnya gaya Tarik total yang diterima poros akibat tarikan sabuk

$$F1 = F1 + F2$$

$$F = 22,06 + 8,2$$

$$F = 30,26 \text{ kg}$$

$$g. L = 2C \frac{\pi}{2} (D2 + D1) + \frac{1}{4c} + (Dp - dp)$$

(Sularso dan Kiyokatsu Suga, 2004:170)

$$L = 2 \times 148 + \frac{3,14}{2} \times (75+100) + \frac{1}{4 \times 148} (100 - 75)^2$$

$$L = 296 + 274,75 + 1,0$$

$$= 571,75 \text{ mm}$$

Nomor nominal sabuk-v = No. 38 , L = 571,75 mm

- **Perhitungan Poros Motor**

poros adalah elemen mesin yang digunakan untuk mentransmisikan daya dari satu tempat ke tempat lainnya. Daya tersebut dihasilkan oleh gaya tangensial dan momen torsi yang hasil akhirnya adalah daya tersebut akan ditransmisikan kepada elemen lain yang berhubungan dengan poros tersebut.

**a. Daya yang ditransmisikan**

$$P = 1/2 \text{ HP} = 374,96 \text{ kw} = 0,374 \text{ watt}$$

$$N = 833,33 \text{ rpm}$$

Daya rencana perancangan poros mesin dapat dihitung melalui Persamaan sebagai berikut:

$$P_d = f_c \times P$$

dimana :

$$P_d = \text{Daya yang direncanakan (kW)} \quad P = \text{Daya yang ditransmisikan (kW)} = 1/2 \text{HP} = 0,374 \text{ kW}$$

$f_c$  = faktor koreksi (1,2) faktor faktor koreksi yang akan ditransmisikan,  $f_c$  untuk daya rata rata 0,8-1,2 sedangkan untuk daya maksimum dapat diambil 1,2-2,0 dan untuk daya normal 1,0-1,5. (Merujuk pada Tabel Faktor koreksi ( $f_c$ ) daya yang akan ditransmisikan)

Maka dapat ditentukan,

$$(Pd) P_d = f_c \times P$$

$$P_d = 1,2 \times 0,374 \text{ kW} = 0,448 \text{ kW}$$

Jadi untuk daya rencananya sebesar 0,448 kW.

**b. Momen Puntir Rencana**

$$P_d = \frac{(T/1000)(2\pi n_1/60)}{102}$$

Sehingga

$$T = 9,74 \times 10^5 \frac{Pd}{n2}$$

$$T = 9,74 \times 10^5 \frac{0,448}{833,33}$$

$$= 523,62 \text{ kg.mm}$$

Keterangan

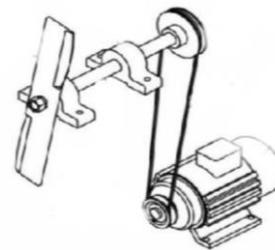
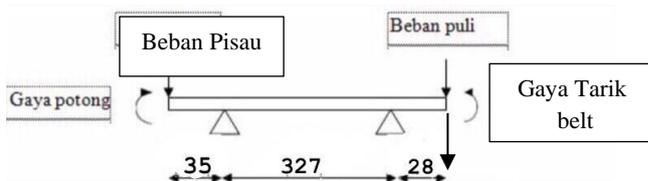
T = momen puntir (kg.mm)

Pd = daya yang direncanakan (Kw)

n2 = Putaran pada poros transmisi (rpm)

Jadi momen puntir rencana yang ditemukan dari perhitungan pada poros pisau sebesar 523,62 kg.mm.

### c. Momen puntir dan lentur



Gambar 4 Gaya yang terjadi pada poros

Pada poros ini direncanakan yaitu panjang poros 327 mm dengan ditumpu dengan 2 bearing dengan masing masing jarak bearing ke beban adalah 28 mm dan 35 mm.

Beban

H = Horizontal

V = Vertical

$h_1 = 0 \text{ kg}$

$h_2 = 0 \text{ kg}$

$V_1 = 1,5 + 30,26 = 31,76 \text{ Kg}$  (berat pulley dan gaya Tarik) (30,26 kg didapat dari perhitungan diatas yaitu besarnya gaya Tarik total yang diterima poros akibat tarikan sabuk)

$V_2 = 1 + 3,2 = 4,2 \text{ Kg}$  (berat pisau dan gaya potong pisau)

$$Rh_1 = \frac{h_1 \times \text{jarak bantalan ke beban} + h_2 \times \text{jarak bantalan ke beban}}{\text{panjang poros}}$$

$$Rh_1 = \frac{0 \times 35 + 0 \times 28}{327} = 0$$

$$Rh_2 = (H_1 + H_2) - Rh_1 = 0$$

$$Rv_1 = \frac{v_1 \times \text{jarak bantalan ke beban} + v_2 \times \text{jarak bantalan ke beban}}{\text{panjang poros}}$$

$$Rv_1 = \frac{31,76 \times 35 + 4,2 \times 28}{327}$$

$$Rv_2 = (v_1 + v_2) - Rv_1 = 3,8$$

Harga - harga momen lentur horizontal dan vertikal pada pulley I dan pulley II adalah:

Momen lentur horizontal

$$Mh_1 = 0 \cdot 35 = 0 \text{ kg.mm}$$

$$Mh_2 = 3,8 \cdot 28 = 106,4 \text{ kg.mm}$$

Momen lentur vertical

$$Mv_1 = 0 \times 35 = 0 \text{ kg.mm}$$

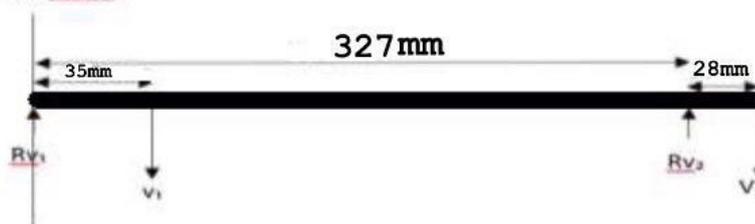
$$Mv_2 = 3,8 \times 28 = 106,4 \text{ kg.mm}$$

Momen lentur gabungan dari momen lentur horizontal dan momen lentur vertical adalah :

$$Mr_1 = \sqrt{Mh_1^2 + Mv_1^2} = \sqrt{0^2 + 0^2} = 0$$

$$Mr_2 = \sqrt{Mh_2^2 + Mv_2^2} = \sqrt{106,4^2 + 106,4^2} = 212,8 \text{ kg.mm}$$

Gaya vertical poros 1



Gambar 5 Gaya yang terjadi pada poros

#### d. Perhitungan diameter poros (ds)

$$ds = \left[ \left( \frac{5,1}{Tq} \right) \sqrt{(Km M)^2 + (Kt T)^2} \right]^{1/3}$$

Kt = Faktor koreksi (Kt) = 1,5 (1,0 – 1,5 karena diperkirakan terjadi sedikit tumbukan atau kejutan, Merujuk pada (Tabel .... Factor koreksi untuk momen puntir (kt)(km)).

Km = Faktor koreksi (Km) = 2 (untuk momen lentur yang dihitung. Pada poros yang berputar dengan pembebanan momen lentur yang tetap, besarnya faktor = 1,5. Untuk beban dengan tumbukan ringan Km terletak antara 1,5 dan 2,0 untuk beban dengan tumbukan berat Km terletak antara 2 dan 3. Merujuk pada (Tabel Faktor koreksi untuk momen punter (kt)(km))

Dimana :

Ds = Diameter poros

Ta = tegangan geser yang diizinkan 4,38 kg/mm

M = Momen lentur 212,8 kg.mm

T = Momen punter 523,62 kg.mm.

Maka

$$Ds = \left[ \left( \frac{5,1}{2,67} \right) \sqrt{(2.212,8)^2 + (1,5.523,62)^2} \right]^{1/3}$$
$$= 15 \text{ mm untuk ukuran poros pisau}$$

Jadi untuk diameter poros (ds) yang digunakan sebesar  $\emptyset$  15 menyesuaikan poros yg dijual dipasaran

#### e. Tegangan puntir yang terjadi pada poros

$$T_p = \frac{M_p}{W_p} \rightarrow W_p = 0,2 d^3$$
$$= \frac{4382,550 \text{ mm}}{0,2 \times 800 \text{ mm}}$$
$$= 4,3 \text{ N/mm}^2$$

Bisa diketahui tegangan puntir yang diizinkan yaitu  $4,3 \text{ N/mm} < 92,25 \text{ N/mm}$  bisa dikatakan aman digunakan.

#### f. Tegangan yang diizinkan

Bahan poros S30C ( $\sigma_B$ ) = 58 kg.mm<sup>2</sup>

Dapat ditentukan Sf1 = 6,0 sedangkan Sf2 = diambil 2,0 sesuai poros

Besarnya tegangan yang diizinkan  $\tau_a$  (kg/mm<sup>2</sup>) (*sularso dan kiyokatsu suga, 2004*)

$$\tau_a = \frac{\sigma_B}{Sf1 \times Sf2}$$
$$\tau_a = \frac{58 \text{ kg/mm}^2}{6 \times 2}$$
$$= 4,83 \text{ kg/mm}^2$$

#### • Perhitungan Bantalan

Bantalan adalah komponen yang menumpu batang poros agar dapat berputar tanpa mengalami pergesekan yang berlebihan, Dalam hal penelitian ini jenis bearing yang akan digunakan adalah 6002 dikarenakan poros yang telah dilakukan perhitungan memiliki diameter 15 mm. Setelah jenis bantalan ditentukan maka dilanjut perhitungan bantalan sebagai berikut :

- Menghitung umur bantalan

$$F_r = \sqrt{(F_a)^2 + (F_b)^2}$$

Keterangan :

$F_r$  = beban radial

$F_a$  = gaya pada bearing yang terjadi pada titik a

$F_b$  = gaya pada bearing yang terjadi pada titik b

Sehingga

$$\begin{aligned} F_r &= \sqrt{(137,8)^2 + (137,8)^2} \\ &= \sqrt{18988,84} + \sqrt{18988,84} \\ &= \sqrt{379776} \\ &= 194,87 \text{ N} \end{aligned}$$

Mencari harga X dan Y :

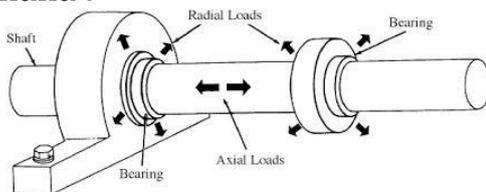
$$F_a V \cdot F_r = 0$$

$F_a V \cdot F_r \leq 0$  Harga (e) terendah = 0,19 maka X=1 dan Y= 0 (harga x dan y dilihat lampiran 3)

- beban ekuivalen

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

Dimana :



Gambar 6 diagram freebody

P = beban ekuivalen

$F_r$  = beban radial

$F_a$  = beban aksial

V = beban putar

X = faktor beban radial

Y = faktor beban aksial

Sehingga :

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

$$= 2,5 \times (1 \times 1 \times 194,87 + 0 \times 0,5)$$

$$= 487,1 \text{ N}$$

(Nilai  $F_s$  dapat dilihat pada lampiran)

Keterangan :

$P$  = beban equivalen

$F_r$  = beban radial

$F_a$  = beban aksial

$V$  = beban putar

$X$  = faktor beban radial

$Y$  = faktor beban aksial

- Untuk mencari umur bantalan dapat digunakan dengan persamaan :

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

$$= \frac{10^6}{60 \cdot 1050} \cdot \left(\frac{500}{487,1}\right)^3.$$

$$= 20,00 \times 1000^3$$

$$= 20,000 \text{ jam}$$

Keterangan :

$L_h$  = umur bantalan

$n$  = Putaran RPM

$C$  = beban nominal

$P$  = beban ekivalen

Hasil perhitungan dalam perancangan komponen bantalan dengan jenis 6002 berdiameter 15mm dengan umur bantalan 14580jam

1 bulan 22 hari / 8 hari

$22 \times 8 = 176$  jam kerja dalam satu bulan nya

$20,000 / 176 = 113$  tahun

### **Perakitan mesin**

Proses perakitan adalah tahapan perakitan komponen – komponen yang telah yang telah melalui proses sebelumnya yaitu pengukuran, pemotongan, pengelasan dan lainnya



Gambar 7 proses pengelasan rangka



Gambar 4.3 mesin setengah jadi

### **Uji coba mesin**

Uji coba mesin pencacah pakan ternak serbaguna dilakukan untuk mengetahui apakah rancang bangun mesin sudah sesuai dengan target dan tujuan yang sebelumnya telah ditentukan. Yang diharapkan dari hasil uji coba akan diketahui kekurangan yang ada pada mesin, sehingga untuk kedepannya dapat dilakukan perbaikan selanjutnya.

## **KESIMPULAN DAN SARAN**

### **Kesimpulan**

Berdasarkan hasil penelitian serta pembuatan mesin yang telah dilakukan, dapat disimpulkan sebagai berikut :

1. Hasil penelitian didapatkan daya yang dibutuhkan untuk mencacah daging adalah 1/2 hp dengan putaran 833,33 rpm, torsi 4,3 Nm mampu menahan beban kapasitas cacah 500 kg .
2. Dari hasil perhitungan beberapa komponen pada mesin maka didapatkan :
  - a. Poros didapatkan diameter poros yang digunakan berukuran 15mm dengan bahan yang digunakan adalah S30C.
  - b. Bantalan yang digunakan dengan nomor 6002 diameter 15mm.

### **Saran**

Saran yang diberikan berdasarkan penelitian dan proyek akhir adalah

1. Diharapkan mesin Pencacah pakan ternak serbaguna dengan sistem dapat menjadi acuan untuk pengembangan mesin yang lebih otomatis dan fleksibel.

2. Dalam perancangan selanjutnya diharapkan membuat mesin lebih ringan dan kuat. Agar mesin mudah untuk dipindahkan

## DAFTAR PUSTAKA

Arifiyanto, Muhammad.(2017), *Rancang Bangun Mesin Pencacah Rumput*, 1rd edition, Teknik Mesin UNY, Yogyakarta.

Deutschman, Aaron D,(1975).*Machine design:theory and practice*.New York:Macmillan"*Machinery design and Construction*" Vol, 11. No, 932.

Daryanto. (2004), *Fisika Teknik*, 1rd edition, PT Rineka Cipta , Jakarta.

LizaRusdiyana. Suhariyanto, S. dan Eddy, W. Mahirul, M (2014). *Analisa Gaya dan Daya Mesin Pencacah Rumput Gajah Berkapasitas 1350kg/jam.*"*Energi dan Manufaktur*, Vol, 7. No, 2. Hal, 119-224.

Muhammad, A, P. dan Prasetyo, C, P. dan Xander, S.(2017). "*Pengaruh Putaran Pencacah Terhadap Kapasitas Cacah Rumput*" *Jurnal untidar*, Vol, 3. No, 1.

"Rumput Gajah". Wikipedia. Ensiklopedia. Gratis. 18 oktober 2018. Web.18 oktober 2018. . [wikipedia.org/wiki/Rumput\\_gajah](https://wikipedia.org/wiki/Rumput_gajah)

"Tebu". Wikipedia. Ensiklopedia. Gratis. 10 juli 2021. Web.10 juli 2021. [wikipedia.org/wiki/Tebu](https://wikipedia.org/wiki/Tebu)

Susanto, sst. 2020. Pemanfaatan batang pisang sebagai pakan alternanif ternak ruminansia. <http://kalsel.litbang.pertanian.go.id>.

(Diakses 4 juli 2020)

Sularso, I. dan Suga, K. (2004), *dasar perancangan dan pemilihan*, 11rd edition, PT Pradnya Paramita, Jakarta