



## MEKANIKA – JURNAL TEKNIK MESIN

Universitas 17 Agustus 1945 Surabaya

Volume 5 No. 2 (2019)

ISSN (p) : 2460-3384 | ISSN (e) : 2686-3693

# RANCANG BANGUN MESIN PENCACAH KAYU SISTEM CRUSHER PENGHASIL SERPIHAN KAYU UNTUK BAHAN DASAR PEMBUATAN PAPAN PARTIKEL

**Mohammad Mufti, Saifudin, Dzikri Fatur Rachman**

Program Studi Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas 17 Agustus 1945 Surabaya

Jalan Semolowaru No. 45 Surabaya 60118, Tel. 031-5931800, Indonesia

email: saifudinmadamar42@gmail.com<sup>1)</sup>, dzikrifatur4719@gmail.com<sup>2)</sup>

### ABSTRAK

Mesin pencacah kayu merupakan mesin yang dapat menghancurkan kayu menjadi serpihan-serpihan yang halus. Dari bahan serpihan halus kayu tersebut dapat dimanfaatkan menjadi bahan baku beragam industri dalam bidang agrobisnis salah satunya papan partikel. Mesin pencacah kayu ini dirancang untuk dapat menghancurkan dan menghaluskan kayu pada beragam macam tingkat kekerasan kayu. Seperti ranting, batang gelondong, maupun akar dapat dihancurkan dan dihaluskan oleh mesin ini.

Seiring bertambahnya permintaan kebutuhan perabotan rumah tangga yang memanfaatkan bahan baku kayu maka diperlukan teknologi yang dapat digunakan untuk membantu dalam proses pembuatan komponen rumah tangga diantaranya MDF (*Midle Dencity Fiberboard*). MDF merupakan jenis kayu olahan yang dibuat dari serpihan kayu yang dipadatkan.

Dimensi dari mesin pencacah kayu ini adalah 1120 x 900 x 500 mm. Mesin ini digerakkan oleh sebuah motor listrik 3,7 kW 1 phase, sebagai pencacah kayunya digunakan pisau dengan dimensi 70 x 50 x 8 mm. Untuk mentransmisikan daya motor digunakan pulley 50 mm dan 80 mm 2 jalur dengan sabuk type A untuk menggerakkan poros perantara berdiameter 25 mm, pulley 50 mm dan 145 mm 2 jalur dengan sabuk type B untuk menggerakkan poros output berdiameter 43 mm.

**Kata kunci:** mesin pencacah kayu, limbah kayu, serpihan kayu

### PENDAHULUAN

Seiring bertambahnya permintaan kebutuhan perabotan rumah tangga yang memanfaatkan bahan baku kayu maka diperlukan teknologi yang dapat digunakan untuk membantu dalam proses pembuatan komponen rumah tangga diantaranya MDF (*Medium Density Fiberboard*). MDF merupakan jenis kayu olahan yang dibuat dari serpihan kayu yang dipadatkan. Dengan demikian, perlu adanya inovasi baru agar ketergantungan umat

manusia terhadap kayu dapat dikurangi. Salah satu caranya adalah dengan memanfaatkan limbah kayu hasil industri pengolahan, sisa mebel/furniture, ataupun cabang-cabang kayu untuk kemudian dijadikan papan partikel, briket, palet, dan lain-lain. Dengan demikian diharapkan ketergantungan manusia terhadap kayu yang dihasilkan oleh alam dapat dikurangi dengan adanya papan partikel.

## PROSEDUR EKSPERIMEN

Tahap pembuatan sangat mempengaruhi alat (mesin pencacah kayu) yang ingin dibuat nantinya. Pada tahap ini dapat ditampilkan proses-proses perencanaan pembuatan mesin pencacah kayu. perhitungan kekuatan bahan pada alat ini diprioritaskan pada bagian-bagian kritis. Karena dengan lebih memperhitungkan beban kritis yang bekerja pada bagian yang kritis maka lebih mudah dalam memperkirakan seberapa besarkah efek kerusakannya pada konstruksi alat.

### Poros

Teori tegangan geser maksimum atau teori Guest's :

$$\tau_{maks} \frac{1}{2} = \sqrt{\left(\frac{32Mb}{\pi d^3}\right)^2 + 4\left(\frac{16Mt}{\pi d^3}\right)^2}$$

$$\frac{1}{2} = \sqrt{\left(\frac{32Mb}{\pi d^3}\right)^2 + \left(\frac{32Mt}{\pi d^3}\right)^2}$$

$$\frac{1}{2} = \sqrt{\left(\frac{32}{\pi d^3}\right)^2 (Mb^2 + Mt^2)}$$

$$= \frac{32}{\pi d^3} \frac{1}{2} \sqrt{Mb^2 + Mt^2}$$

$$= \frac{16}{\pi d^3} \sqrt{Mb^2 + Mt^2}$$

Teori tegangan normal maksimum atau teori Rankin's menjadi :

$$\sigma_{maks} = \frac{32Mb}{2\pi d^3} + \frac{1}{2} \sqrt{\left(\frac{32}{\pi d^3}\right)^2 (Mb^2 + Mt^2)}$$

$$= \frac{16Mb}{\pi d^3} + \frac{16}{\pi d^3} \sqrt{Mb^2 + Mt^2}$$

$$= \frac{16}{\pi d^3} \left( Mb + \sqrt{Mb^2 + Mt^2} \right)$$

Dimana :

$\sigma_B$  = Tegangan bending (psi)

$\tau_t$  = Tegangan puntir (psi)

Mb = Momen bending (lb in)

Mt = Momen torsi (lb in)

### Pasak

**Pasak Menerima Tegangan Geser ( $\tau_s$ )**

$$T = \frac{p \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot n}$$

Dimana :

T = gaya pada pasak (Nmm)

p = gaya potong (N)

n = putaran poros (rpm)

Gaya pasak menimbulkan gaya geser sebesar

$$\tau_s = \frac{F}{A} = \frac{F}{w \cdot l}$$

Dimana :

Ts = tegangan geser

w = lebar pasak (mm)

l = panjang pasak (mm)

syarat untuk factor keamanan :

$$\frac{F}{w \cdot l} \leq \frac{ssyp}{FK}$$

$$l \geq \frac{F \cdot (FK)}{ssyp \cdot w}$$

Dimana :

Fk = factor keamanan

Ssyp = tegangan ijin bahan pasak

**Pasak Menerima Tegangan Tekan ( $\sigma_c$ )**

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

Dimana :

$\sigma_c$  = tegangan tekan

w = lebar pasak (mm)

l = panjang pasak (mm)

syarat untuk factor keamanan :

$$\frac{2F}{l \cdot t} \leq \bar{\sigma}_c$$

$$t \geq \frac{2F}{l \cdot \bar{\sigma}_c}$$

**Transmisi Sabuk dan Pully**

1) Perbandingan transmisi

$$\frac{n^1}{n^2} = \frac{d^2}{d^1}$$

Dimana :

$n_1$  = Putaran poros pertama (rpm)

$n_2$  = Putaran poros kedua (rpm)

$d_1$  = Diameter puli penggerak (mm)

$d_2$  = Diameter puli yang digerakan (mm)

2) Kecepatan sabuk

$$v = \frac{\pi \cdot d \cdot n}{60}$$

Dimana :

V = Kecepatan sabuk (m/s)

$d_1$  = Diameter puli motor (mm)

n = Putaran motor listrik (rpm)

3) Panjang sabuk

$$L = \left[ \pi(r_1 + r_2) + 2x + \frac{(r_1 - r_2)^2}{x} \right]$$

Dimana :

- L = Panjang sabuk (mm)  
 $r_1$  = Jari-jari pully driver (mm)  
 $r_2$  = Jari-jari pully follower (mm)  
 $x$  = Jarak antara kedua poros pully (mm)

4) Sudut kontak sabuk ( $\theta$ )

$$\sin \alpha = \frac{r_2 - r_1}{x}$$

Dimana :

- $r_1$  = jari-jari pully driver  
 $r_2$  = jari-jari pully penggerak  
 $x$  = Jarak antara kedua poros pully

5) Perbandingan gaya tegang sabuk

- Untuk sabuk v dan sabuk bulat

$$\frac{T_1}{T_2} = \mu \cdot \theta \cdot \operatorname{cosec} \beta$$

Dimana :

- $T_1$  = Gaya tegang sabuk pada sisi yang tegang (*Tight Side*)  
 $T_2$  = Gaya tegang sabuk pada sisi yang kendur (*Slack Side*)  
 $\mu$  = Koefisien gesek antara sabuk dengan pully  
 $\theta$  = Sudut kontak antara sabuk dengan pully pada driver  
 $\beta$  = Setengah dari sudut celah  
 (Sumber : *Machine design khurmi-gupta, 1980*)

6) Daya yang dipindahkan oleh sabuk

$$P = (T_1 - T_2)v$$

Dimana :

- P = Daya dipindahkan oleh 1 sabuk  
 (Sumber : *Machine design khurmi-gupta, 1980*)

**Bantalan**

1. Bantalan gelinding beban statis
2. Bantalan gelinding beban dinamis.  
 (Sumber : *khurmi-gupta, 1980*)

$$L = \left(\frac{C}{F_e}\right)^k 10^6 \text{ putaran}$$

Atau  $C = F_e \left(\frac{L}{10^6}\right)^{\frac{1}{k}}$

Dimana :

- L = Umur bantalan (jam kerja)  
 $C$  = Beban dinamis (N)  
 $F_e$  = Beban equivalen (N)  
 $k$  = Konstanta tergantung tipe bearing  
 Menentukan besar beban statis eqivalen ( $F_{ro}$ )

$$F_{ro} = (X_0 \cdot F_r + Y_0 \cdot F_a) K_s$$

Besar beban dinamis equivalen ( $F_e$ )

$$F_e = (X_r \cdot V \cdot F_r + Y_a \cdot F_a) K_s$$

Dimana :

- $F_{ro}$  = Beban equivalen radial statis (N)  
 $F_r$  = Beban radial (N)  
 $F_a$  = Beban aksial (N)  
 $X_0$  = Faktor beban radial  
 $Y_0$  = Faktor beban aksial  
 $K_s$  = Faktor service  
 $V$  = Faktor perputaran bearing

(Sumber : *khurmi-gupta, 1980*)

**Daya Motor Penggerak**

a) Daya yang Diperngaruhi Oleh Chip

$$P_e = F_e \times V_c$$

Dimana:

- $P_e$  = Daya Motor  
 $F_e$  = Gaya Potong  
 $V_c$  Kayu = Kecepatan Potong

b) Daya Diperngaruhi Berat Sistem Potong

$$\omega = (V_c \text{ kayu}) / R$$

$\omega$  = Watt

- $V_c$  Kayu = Kecepatan potong Kayu  
 $R$  = Jarak Pisau

c) Gaya total yang dibutuhkan

$$P = \frac{M_p \times n}{9550} = \frac{F_{e \text{ total}} \times R_0 \times n}{9550}$$

Dimana:

- P = Daya (Hp)  
 $M_p$  = Momen Puntir  
 $N$  = Jumlah putaran (rpm)

Faktor korelasi 1,0 – 1,5 (daya normal) :

$$P_{\text{motor}} = F_c \times P$$

Dimana:

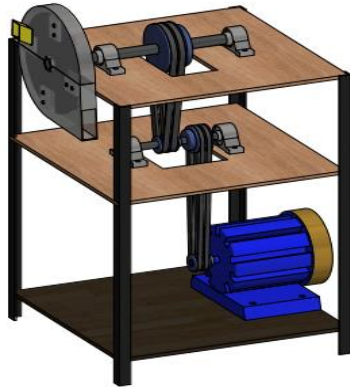
- P = Daya yang dibutuhkan mesin  
 $F_c$  = Faktor koreksi

Tabel Faktor-Faktor Koreksi Daya Yang Akan Ditransmisikan

Daya yang ditransmisikan	$F_c$
Daya rata-rata yang diperlukan	1,2 – 2,0
Daya maksimum yang diperlukan	0,8 – 1,2
Daya normal	1,0 – 1,5

**HASIL DAN PEMBAHASAN**

Berikut membahas perhitungan mesin pencacah kayu system crusher :



Gambar 3 Desain Alat

**Menentukan Kecepatan Putaran Poros**

$$Q = V \cdot \rho \cdot n$$

$$35 \text{ kg/jam} = 3,76 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3 \cdot 500 \text{ kg/m}^3$$

$$n = \frac{35 \text{ kg/jam}}{3,76 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3 \cdot 500 \text{ kg/m}^3}$$

$$n = 309 \text{ rpm}$$

**Daya Motor**

$$\tau_s = 300 \text{ kg/cm}^2$$

$$= 300 \text{ kg/cm}^2 \cdot \frac{9,8 \text{ N}}{100 \text{ mm}^2}$$

$$= 29,4 \text{ N/mm}^2 \text{ (kekuatan kayu kelas III)}$$

Gaya potong kekuatan kayu kelas III adalah :

$$F_p = \tau_s \cdot A$$

Dimana :

$F_p$  = Gaya Potong

$\tau_s$  = 29,4 N/mm<sup>2</sup>

$A$  = Luas bidang potong

$$A = \frac{\pi}{4} d^2 = \frac{3,14}{4} \cdot (2 \text{ cm})^2 = 314 \text{ mm}^2$$

Maka :

$$F_p = \tau_s \cdot A$$

$$= 29,4 \text{ N/mm}^2 \cdot 314 \text{ mm}^2$$

$$= 9231 \text{ N}$$

$$M_p = F_p \cdot r$$

$$= 9231 \text{ N} \cdot 0,085 \text{ m}$$

$$= 784,7 \text{ N/m}$$

Kecepatan sudut ( $\omega$ )

$$\omega = \frac{\pi d n}{60}$$

Jadi :  $\omega = \frac{3,14 \cdot 0,3 \cdot 309}{60}$

$$= 4,8 \text{ rad/dtk}$$

Maka daya motor dapat dihitung :

$$P = M_p \cdot \omega$$

$$= 784,7 \text{ N} \cdot 4,8 \text{ rad/dtk}$$

$$= 3,763 \text{ kW}$$

Factor koreksi daya

$$P_{motor} = F_c \cdot P$$

Dimana :

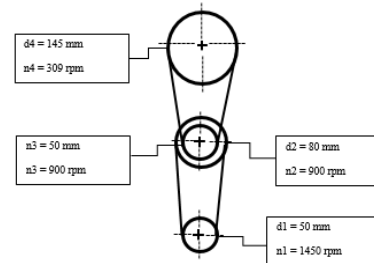
$F_c$  = factor koreksi (daya normal 1,0)

$P$  = daya motor

$$P_{motor} = 1,0 \cdot 3,763 \text{ watt} : 743 = 5 \text{ HP}$$

**Perencanaan Sabuk Dan Pulley**

- Putaran motor 1450 rpm
- Kecepatan putaran poros mesin 309 rpm
- Diameter pully input ditetapkan 50 mm



Gambar 4 Diameter pulley input

**Pemilihan sabuk**

Untuk pulley input ke pully perantara :

$$d1 = 50 \text{ mm}$$

$$n1 = 1450 \text{ rpm}$$

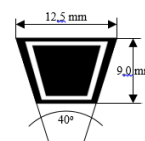
Untuk pulley perantara ke pulley output :

$$d3 = 50 \text{ mm}$$

$$n3 = 900 \text{ rpm}$$

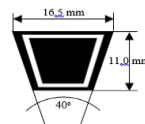
Sabuk type A :

- Lebar : 12,5 mm
- Tebal : 9 mm
- Sudut : 40°



Sabuk type B :

- Lebar : 16,5 mm
- Tebal : 11 mm
- Sudut : 40°



**Kecepatan keliling sabuk**

$$v = \frac{\pi \cdot d1 \cdot n}{60}$$

$$= \frac{3,14 \cdot 0,05 \cdot 1450}{60}$$

$$v = 3,79 \text{ m/s}$$

**Panjang keliling sabuk**

- Perhitungan panjang sabuk 1 (pulley penggerak ke pulley perantara)
  - $r_1$  = Jari-jari pulley penggerak (25)
  - $r_2$  = Jari-jari pulley perantara (40)
  - $x$  = Jarak antara poros pulley (385 mm)

Maka :

$$L1 = \left[ 3,14(25 + 40) + 2(385) + \frac{(25-40)^2}{385} \right]$$

$$= 974,6 \text{ mm}$$

- Perhitungan panjang sabuk 2 (pulley perantara ke pulley output)
  - $r_3$  = Jari-jari pulley perantara (25)
  - $r_4$  = Jari-jari pulley digerakkan (72,5)
  - $x$  = Jarak kedua poros pulley (300 mm)

Maka :

$$L2 = \left[ 3,14(25 + 72,5) + 2(300) + \frac{(25-72,5)^2}{300} \right]$$

$$= 913,6 \text{ mm}$$

### Sudut kontak sabuk

$$\sin \alpha = \frac{r_2 - r_1}{x}$$

- Menghitung sudut kontak sabuk 1
  - Dimana :
  - $r_1$  = jari-jari pulley penggerak (25mm)
  - $r_2$  = jari-jari pulley perantara (40mm)
  - $x$  = Jarak kedua poros pulley (385mm)

$$\sin \alpha = \frac{40-25}{385}$$

$$\alpha = 2,21^\circ$$

$$\text{Jadi : } \theta_{12} = 180 - 2\alpha$$

$$\theta = 180 - 2(2,21)$$

$$\theta = 175,58$$

$$= \frac{\pi}{180} \cdot 175,58$$

$$= 3,06 \text{ rad}$$

- Menghitung sudut kontak sabuk 2
  - Dimana :
  - $r_3$  = jari-jari pulley perantara (25mm)
  - $r_4$  = jari-jari pulley output (72,5mm)
  - $x$  = Jarak kedua poros pulley (300mm)

$$\sin \alpha = \frac{72,5-25}{300}$$

$$\alpha = 9,21^\circ$$

$$\text{Jadi : } \theta_{34} = 180 - 2\alpha$$

$$\theta = 180 - 2(9,21)$$

$$\theta = 161,6$$

$$= \frac{\pi}{180} \cdot 161,6$$

$$= 2,8 \text{ rad}$$

### Perbandingan Tegangan Sabuk Luas

#### Penampang sabuk (a)

Data untuk sabuk tipe A :

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

$$b = 12,5 \text{ mm}$$

$$\tan 20^\circ$$

$$\text{maka : } \tan 20^\circ = \frac{x}{t}$$

$$x = 9 \cdot \tan 20^\circ$$

$$x = 3,3 \text{ mm}$$

$$c = b - 2x$$

$$c = 12,5 - 2(3,3)$$

$$c = 5,9 \text{ mm}$$

$$a = \frac{b+c}{2} t$$

$$a = \frac{12,5+5,9}{2} \cdot 9$$

$$a = 82,8 \text{ mm}$$

Data untuk sabuk tipe B :

$$t = 11 \text{ mm}$$

$$b = 16,5 \text{ mm}$$

$$\tan 20^\circ$$

$$\text{maka : } \tan 20^\circ = \frac{x}{t}$$

$$x = 11 \cdot \tan 20^\circ$$

$$x = 4,004 \text{ mm}$$

$$c = b - 2x$$

$$c = 16,5 - 2(4,004)$$

$$c = 8,5 \text{ mm}$$

$$a = \frac{b+c}{2} t$$

$$a = \frac{16,5+8,5}{2} \cdot 11$$

$$a = 137,5 \text{ mm}$$

### Gaya sentrifugal sabuk (Tc)

Direncanakan untuk sabuk 1

$$Tc = m \cdot v^2$$

$$Tc = 0,106 \text{ kg/m} \cdot 3,79^2$$

$$Tc = 1,52 \text{ N}$$

Direncanakan untuk sabuk 2

$$Tc = m \cdot v^2$$

$$Tc = 0,189 \text{ kg/m} \cdot 3,79^2$$

$$Tc = 2,71$$

### Gaya maksimal sabuk (T)

Direncanakan untuk sabuk 1

$$T = \sigma \cdot a$$

$$T = 2,5 \text{ N/mm}^2 \cdot 82,8 \text{ mm}$$

$$T = 207 \text{ N}$$

Direncanakan untuk sabuk 2

$$T = \sigma \cdot a$$

$$T = 2,5 \text{ N/mm}^2 \cdot 137,5 \text{ mm}$$

$$T = 343,75 \text{ N}$$

### Gaya sisi kencang sabuk

Setelah menghitung nilai (T) dan (Tc), maka nilai T<sub>1</sub> dan T<sub>3</sub> dihitung sebagai berikut :

$$T_1 = T - Tc$$

$$T_1 = 205,48 \text{ N}$$

$$T_3 = T - T_c$$

$$T_3 = 342,04 \text{ N}$$

**Perbandingan tegangan sabuk 1 dan 2**

Mencari perbandingan tegangan sabuk 1 sisi kancang  $T_1$  dan tegangan sabuk sisi kendur  $T_2$ .

$$2,3 \log \left( \frac{T_1}{T_2} \right) = \mu \theta \text{Coseca}$$

$$= 0,26 \cdot 3,06 \cdot \text{cosec}20^\circ$$

$$= 2,323$$

$$\log \left( \frac{T_1}{T_2} \right) = \frac{2,323}{2,3} = 1 \text{ atau } \frac{T_1}{T_2} = 10$$

$$T_2 = \frac{T_1}{10} = \frac{205,48}{10} = 20,55 \text{ N}$$

Mencari perbandingan tegangan sabuk 2 sisi kancang  $T_3$  dan tegangan sabuk sisi kendur  $T_4$ .

$$2,3 \log \left( \frac{T_3}{T_4} \right) = \mu \theta \text{Coseca}$$

$$= 0,26 \cdot 2,8 \cdot \text{cosec}20^\circ$$

$$= 2,131$$

$$\log \left( \frac{T_3}{T_4} \right) = \frac{2,131}{2,3} = 0,93 \text{ atau } \frac{T_3}{T_4} = 8,51$$

$$T_4 = \frac{T_3}{8,51} = \frac{342,04}{8,51} = 40,2 \text{ N}$$

**Kapasitas daya sabuk**

Untuk Sabuk 1

$$P = (T_1 - T_2)v$$

$$P = (205,48 - 20,55) \cdot 3,79$$

$$P = 701 \text{ W} \approx 0,701 \text{ kW}$$

Untuk Sabuk 2

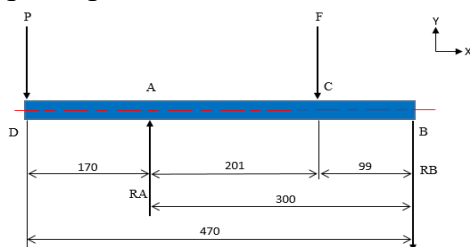
$$P = (T_3 - T_4)v$$

$$P = (342,04 - 40,2) \cdot 3,79$$

$$P = 1144 \text{ W} \approx 1,144 \text{ kW}$$

**Poros**

**Posisi poros pencacah serta beban**



Gambar 5 Diagram Benda Bebas Unit Pencacah

$T_3$  = sisi ketat (342,04 N)

$T_4$  = sisi kendur (40,2 N)

Maka :

$$F = T_3 + T_4$$

$$= 382,24 \text{ N}$$

Maka DBB-nya menjadi :

$$\sum F_y = 0$$

$$R_A + R_B - P - F = 0$$

$$R_A = P + F - R_B \quad \dots \text{ (pers.1)}$$

$$\sum M_A = 0$$

$$R_B(300) - 382,24(201) + 9231,6(170) = 0$$

$$R_B = \frac{382,24 \cdot 201 - 9231,6 \cdot 170}{300}$$

$$= 4975,13 \text{ N} \quad \dots \text{ (pers.2)}$$

Substitusi pers. (2) ke pers. (1)

$$R_A = 9231,6 + 382,24 - (-4975,13)$$

$$R_A = 14588,9 \text{ N}$$

Analisa potongan :

Potongan 1 (A-D)

$$\sum M \text{ potongan 1} = 0$$

$$M_1 = P \cdot X_1$$

$$= 9231,6 \cdot X_1$$

Dititik D ( $X_1=0$ )

$$M_D = 0$$

Dititik A ( $X_1 = 170\text{mm}$ )

$$M_A = P \cdot X_1$$

$$= 9231,6 \cdot 170 \text{ mm}$$

$$= 1569,3 \text{ Nm}$$

Potongan 2 (A-C)

$$\sum M \text{ potongan 2} = 0$$

$$M_2 - R_A \cdot X_2 + P(AD + X_2)$$

$$M_2 = R_A \cdot X_2 - P(AD + X_2)$$

$$= R_A \cdot X_2 - P \cdot AD - P \cdot X_2$$

$$= (R_A - P) X_2 - 1569372 \text{ Nmm}$$

Titik A ( $X_2=0$ )

$$M_A = (R_A - P)(0) - P \cdot AD$$

$$= P \cdot AD$$

$$= 9231,6 \cdot 170 \text{ mm}$$

$$= 1569,3 \text{ Nm}$$

Titik C ( $X_2 = 201\text{mm}$ )

$$M_C = (R_A - P)(201) - P \cdot AD$$

$$= (14588,97 - 9231,6)(201\text{mm}) - 9231,6 \cdot 170 \text{ mm}$$

$$= -492,5 \text{ Nm (arah terbalik)}$$

Potongan 3 (B-C)

$$\sum M \text{ potongan 3} = 0$$

$$M_3 = R_B \cdot X_3$$

$$= 4975,13 \cdot X_3$$

Titik B ( $X_3 = 0$ )

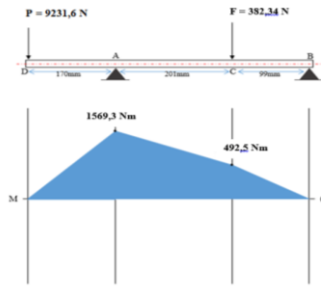
$$M_B = 0$$

Titik C ( $X_3 = 99\text{mm}$ )

$$M_C = R_B \cdot BC$$

$$= 4975,13 \cdot 99 \text{ mm}$$

$$= 492,5 \text{ Nm}$$



Gambar 6 Diagram Bidang Momen Poros Output

Diameter poros

$$M = \frac{60 \cdot P}{2\pi n} \text{ (Nm)}$$

$$M = \frac{60 \cdot 8395}{2 \cdot \pi \cdot 309}$$

$$M = 259400 \text{ Nmm}$$

Momen puntir ekuivalen :

$$T_e = \sqrt{M^2 + T^2}$$

$$= \sqrt{(259400)^2 + (1569372)^2}$$

$$= 1590665,5 \text{ Nmm}$$

Diameter poros dihitung dengan persamaan sebagai berikut : ( $\tau_g$  material 50 N/mm<sup>2</sup>)

$$1590665,5 = \pi/16 \cdot \tau \cdot d^3$$

$$1590665,5 = \frac{\pi}{16} \cdot 50 \text{ N/mm}^2 = 9,82 \text{ d}^3$$

$$d^3 = \frac{1590665,5}{9,82} = \sqrt[3]{161982}$$

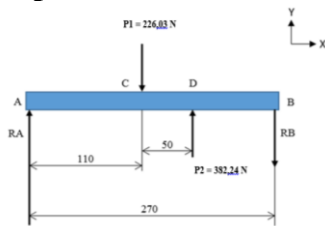
Syarat aman perencanaan

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T_e}{\pi \cdot \tau_s}}$$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 1590665,5}{\pi \cdot 102,5}}$$

$$d \geq 42,9 \text{ mm}$$

**Posisi poros perantara serta beban**



Gambar 7 Diagram Benda Bebas Unit Poros Perantara

T<sub>1</sub> = sisi ketat (205,48 N)  
 T<sub>2</sub> = sisi kendur (20,55 N)  
 Maka : P = T<sub>1</sub> + T<sub>2</sub>  
 = 205,48N + 20,55N  
 = 226,03 N

Maka DBB-nya menjadi :

$$\sum F_y = 0$$

$$RA - RB - P_1 + P_2 = 0$$

$$RA - RB = P_1 - P_2 \dots (1)$$

$$\sum M_A = 0$$

$$RB (AB) - P_2 (AD) + P_1 (AC) = 0$$

$$RB = \frac{382,24 \cdot 160 - 226,03 \cdot 110}{270}$$

$$= 134,4 \text{ N} \dots (2)$$

Substitusi pers. (2) ke pers. (1)

$$RA = P_1 - P_2 + RB$$

$$= 226,03 - 382,24 + 134,4$$

$$= 21,81 \text{ N (arah terbalik)}$$

Analisa potongan :

Potongan 1 (A-C)

$$\sum M_{potongan 1} = 0$$

$$M_1 = RA \cdot X_1$$

$$= 21,81 \text{ N} \cdot X_1$$

Dititik A (X<sub>1</sub> = 0)

$$M_A = 0$$

Dititik C (X<sub>1</sub> = 110mm)

$$M_C = RA \cdot AC$$

$$= 21,81 \text{ N} \cdot 110 \text{ mm}$$

$$= 2,3 \text{ Nm}$$

Potongan 2 (C-D)

$$\sum M_{Potongan 2} = 0$$

$$\sum M + M_2 + P_1 \cdot X_2 - RA (110 + X_2) = 0$$

$$M_2 = RA (110 + X_2) - P_1 \cdot X_2$$

$$= (RA - P_1) X_2 + 110 \cdot RA$$

$$= 2194,88 \cdot X_2$$

Dititik C (X<sub>2</sub> = 0)

$$M_C = (RA - P_1) (0) + 110 (RA)$$

$$= (21,81 - 226,03) (0) + 110 (21,81)$$

$$= 2,3 \text{ Nm}$$

Dititik D (X<sub>2</sub> = 50mm)

$$M_D = (RA - P_1) (50) + AC (RA)$$

$$= (-21,81 - 226,03) (50) + 110 (-21,81)$$

$$= 14,7 \text{ Nm}$$

Potongan 3 (B-D)

$$\sum M_{Potongan 3 (B-D)}$$

$$M_3 = RB \cdot X$$

$$= 134,4 \text{ N} \cdot X_3$$

Dititik B (X<sub>3</sub> = 0)

$$M_B = 0$$

Dititik D (X<sub>3</sub> = 110mm)

$$M_D = RB \cdot X_3$$

$$= 134,4 \cdot 110 \text{ mm}$$

$$= 14,7 \text{ Nm}$$

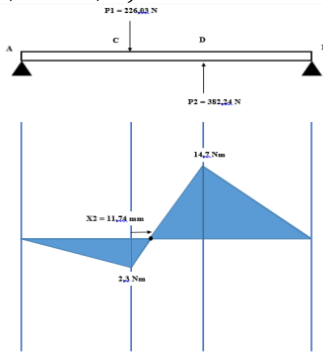
$$M_E = 0$$

$$M_2 = (RA - P_1) X_2 + 110 \cdot RA = 0$$

$$(RA - P_1) X_2 - 110 \cdot RA$$

$$X_2 = - \frac{110 \cdot RA}{(RA - P_1)}$$

$$= - \frac{110 \cdot 21,81}{(21,81 - 226,03)} = 11,74 \text{ mm}$$



Gambar 8 Diagram Bidang Momen Poros Perantara

**Diameter poros**

$$M = \frac{60 \cdot P}{2\pi n} \text{ (Nm)}$$

$$M = \frac{60 \cdot 8395}{2 \cdot \pi \cdot 900}$$

$$M = 89118,8 \text{ Nmm}$$

Momen puntir ekuivalen :

$$T_e = \sqrt{M^2 + T^2}$$

$$= \sqrt{(89118,8)^2 + (14784)^2}$$

$$= 90336,7 \text{ Nmm}$$

Diameter poros dihitung dengan persamaan sebagai berikut : ( $\tau_g$  material 40 N/mm<sup>2</sup>)

$$90336,7 = \frac{\pi}{16} \cdot \tau \cdot d^3$$

$$90336,7 = \frac{\pi}{16} \cdot 40 \text{ N/mm}^2 = 7,85 d^3$$

$$d^3 = \frac{90336,7}{7,85} = \sqrt[3]{11507,8}$$

Syarat aman perencanaan

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T_e}{\pi \cdot \tau_s}}$$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 90336,7}{\pi \cdot 102,5}}$$

$$d \geq 16,49 \text{ mm}$$

**Pasak**

Pada perencanaan pasak bahan yang digunakan yaitu ST 41.

Syp = Tegangan ijin ST 41 yang memiliki nilai tegangan luluh 255 N/mm<sup>2</sup>

W = lebar pasak 14mm & 10 mm

FK = faktor koreksi (6)

**Perencanaan Pasak Pada Poros Output**

$$T = \frac{p \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot n}$$

$$= \frac{9231,6 \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot 309}$$

$$= 285300 \text{ Nmm}$$

Direncanakan lebar pasak (w) = 14 mm

**Pasak Menerima Tegangan Geser ( $\tau_s$ )**

$$\tau_s = \frac{F}{A} = \frac{F}{w \cdot l} \rightarrow \text{mencari } F = \frac{2 \cdot T}{d}$$

$$= \frac{2 \cdot 285300}{43} = 13269,7 \text{ N}$$

$$= \frac{13269,7}{14 \cdot l}$$

Syarat aman :

$$\tau_s \leq \bar{\tau}_s$$

$$\frac{F}{w \cdot l} \leq \frac{ssyp}{FK}$$

$$l \geq \frac{F \cdot (FK)}{ssyp \cdot w}$$

$$l \geq \frac{13269,7(6)}{255 \cdot 14}$$

$$l \geq 22,3 \text{ mm}$$

Panjang pasak (l) direncanakan 25 mm

**Pasak Menerima Tegangan Tekan ( $\sigma_c$ )**

$$\sigma_c = \frac{F}{A} \rightarrow \text{mencari } A = l \frac{t}{2} = 25 \frac{25}{2} = 300 \text{ N/mm}^2$$

$$= \frac{13269,7}{300}$$

$$= 44,2 \text{ N/mm}^2$$

Syarat aman

$$\sigma_c \leq \bar{\sigma}_c$$

$$\frac{2F}{l \cdot t} \leq \bar{\sigma}_c$$

$$t \geq \frac{2F}{l \cdot \sigma_c}$$

$$t \geq \frac{2 \cdot 13269,7}{25 \cdot 44,2}$$

$$t \geq 24,01 \text{ mm}$$

Tinggi pasak direncanakan 25 mm.

**Perencanaan Pasak Pada Poros Perantara**

$$T = \frac{p \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot n}$$

$$= \frac{9231,6 \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot 900}$$

$$= 97,9 \text{ Nm}$$

w = 10 mm

**Pasak Menerima Tegangan Geser ( $\tau_s$ )**

$$\tau_s = \frac{F}{A} = \frac{F}{w \cdot l} \rightarrow \text{mencari } F = \frac{2 \cdot T}{d}$$

$$= \frac{2 \cdot 97900}{25} = 7832 \text{ N}$$

$$= \frac{7832}{10 \cdot l}$$

Syarat aman :

$$\tau_s \leq \bar{\tau}_s$$

$$\frac{F}{w \cdot l} \leq \frac{ssyp}{FK}$$

$$l \geq \frac{F \cdot (FK)}{ssyp \cdot w}$$

$$l \geq \frac{7832(6)}{255 \cdot 10}$$

$$l \geq 18,4 \text{ mm}$$

Panjang pasak (l) direncanakan 20 mm



**Pasak Menerima Tegangan Tekan ( $\sigma_c$ )**

$$\sigma_c = \frac{F}{A} \rightarrow \text{mencari } A = l \frac{t}{2} = 20 \frac{20}{2} = 200 \text{ N/mm}^2$$

$$= \frac{7832}{200}$$

$$= 39,16 \text{ N/mm}^2$$

Syarat aman

$$\sigma_c \leq \bar{\sigma}_c$$

$$\frac{2F}{l.t} \leq \bar{\sigma}_c$$

$$t \geq \frac{2F}{l.\bar{\sigma}_c}$$

$$t \geq \frac{2.7832}{20.39,16}$$

$$t \geq 20 \text{ mm}$$

Tinggi pasak direncanakan 20 mm.

**Bantalan**

**Perhitungan beban equivalent pada bantalan A**

$$F_e = (X_r.V.F_r + Y_a.F_a)K_s$$

Maka :  $F_e = (1 . 1 . 14588,9 + 0) 2,5$

$$F_e = 36472,2 \text{ N}$$

**Perhitungan beban equivalent pada bantalan B**

$$F_e = (X_r.V.F_r + Y_a.F_a)K_s$$

Maka :  $F_e = (1 . 1 . 4975,13 + 0) 2,5$

$$F_e = 12437,8 \text{ N}$$

**Menghitung umur bantalan**

Untuk mengetahui umur pada bantalan A dan B

$$L = \left(\frac{c}{F_e}\right)^k 10^6 \text{ putaran}$$

**Bantalan A**

$$L = \left(\frac{34000N}{36472,2N}\right)^3 10^6 : 309 \text{ rpm}$$

$$L = 2621,36 \text{ jam}$$

**Bantalan B**

$$L = \left(\frac{34000N}{12437,8N}\right)^3 10^6 : 309 \text{ rpm}$$

$$L = 8834,95 \text{ jam}$$

**Perhitungan Bantalan Pada Poros Perantara**

**Perhitungan beban equivalent pada bantalan A**

$$F_e = (X_r.V.F_r + Y_a.F_a)K_s$$

Maka :  $F_e = (1 . 1 . 21,81 + 0) 2,5$

$$F_e = 54,525 \text{ N}$$

**Perhitungan beban equivalent pada bantalan B**

$$F_e = (X_r.V.F_r + Y_a.F_a)K_s$$

Maka :  $F_e = (1 . 1 . 134,4 + 0) 2,5$

$$F_e = 336 \text{ N}$$

**Menghitung umur bantalan**

$$L = \left(\frac{c}{F_e}\right)^k 10^6 \text{ putaran}$$

**Bantalan A**

$$L = \left(\frac{16000N}{54,525N}\right)^3 10^6 : 900 \text{ rpm}$$

$$L = 326044,4 \text{ jam}$$

**Bantalan B**

$$L = \left(\frac{16000N}{336N}\right)^3 10^6 : 900 \text{ rpm}$$

$$L = 52888,8 \text{ jam}$$

**KESIMPULAN DAN SARAN**

Dari hasil perhitungan dan perencanaan pada “Rancang Bangun Mesin Pencacah Kayu Sistem Crusher Penghasil Serpihan Kayu Untuk Bahan Dasar Pembuatan Papan Partikel”, dapat disimpulkan perhitungan mesin pencacah sebagai berikut :

Daya yang dibutuhkan untuk menggerakkan mesin pencacah kayu sebesar 3,7 kW 1 phase dengan putaran motor 1450 rpm dengan putaran pada poros pencacah 309 rpm.

Dari hasil percobaan mesin pencacah kayu didapatkan : Dalam waktu 30 menit proses pencacahan row material didapatkan hasil serpihan kayu sebanyak 600 gram.

Dari hasil pencacahan kayu tersebut didapatkan hasil cacahan kayu yang melebihi dari 5 mm sehingga perlu dilakukan penyortiran untuk mendapatkan serpihan kayu 5 mm sesuai dengan yang ditargetkan.

**PENGHARGAAN**

Penghargaan setinggi-tingginya kami berikan kepada Dosen Pembimbing kami Bapak Ir. Moh Mufti., MT yang telah bersedia memberikan bimbingan serta saran dan masukan yang sangat membantu dalam proses penyelesaian Tugas Akhir ini.

**REFERENSI**

Departemen Pertanian Direktorat Jederal Kehutanan. *Vedemecum Kehutanan Indonesia*.1976

Wahyudi, C. 2017. Rancang Bangun Mesin Pencacah Kayu System Crusher Untuk Menghasilkan Serpihan Kayu Dengan Kapasitas 200 Kg/Jam Untuk Diameter Kayu Masukan Maksimal 50 mm.

Ibrahim, B., & Pradinata, H.S. 2017. Perancangan Mesin Rechiper Kayu

Yang Mengalami Oversize Untuk Produksi Fiberwood Pada PT.Sumatra Prima Fiberwood.

Khurmi, R.S. & Gupta, J.K. 1980. “Machine Design”.

Khurmi, R.S. & Gupta, J.K. 2005. Machine Design,  
<URL:[http://books.google.co.id/books/about/Machine\\_Design.html?id=6FZ9UDgBoMC&redir\\_esc=y](http://books.google.co.id/books/about/Machine_Design.html?id=6FZ9UDgBoMC&redir_esc=y)> diakses pada 30 November 2018

Hidayat, Eko.”Wood Density, Kekerasan Kayu”. 2017.  
<URL:<http://www.tentangkayu.com/2008/01/wood-density-kekerasan-kayu.html>> diakses pada 23 November 2018

Riady, Muchlisin. “Limbah Kayu”. 2017.  
<URL:<http://www.kajianpustaka.com/2013/03/limbah-kayu.html>> diakses pada 25 November 2018

Achmad, Zainun. 2006. “Elemen mesin I”. PT. Refika Aditama.

Zainuri, Achmad. 2010. Diktat “Elemen Mesin II”