

# Rancang Bangun Mesin Perontok Padi Dengan Kapasitas 500 Kg/Jam

*by* Muhammad Ferdi Ardiyanto Gherry Putra Pratama

---

**Submission date:** 01-Jul-2023 07:20PM (UTC+0700)

**Submission ID:** 2125116125

**File name:** Teknik\_1421700019\_Muhammad\_Ferdi\_Ardiyanto.pdf (1.15M)

**Word count:** 3423

**Character count:** 19243



## Publikasi Online Mahasiswa Teknik Mesin

Universitas 17 Agustus 1945 Surabaya  
Volume 5 No. 2 (2022)

### **Rancang Bangun Mesin Perontok Padi Dengan Kapasitas 500 Kg/Jam Muhammad Ferdi Ardiyanto, Gherry Putra Pratama, Supardi(Dosen Pembimbing)**

Program Studi Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas 17 Agustus 1945 Surabaya  
Jalan Semolowaru No. 45 Surabaya 60118, Tel. 031-5931800, Indonesia  
email: [rmb1971002@gmail.com](mailto:rmb1971002@gmail.com)

#### **ABSTRAK**

Salah satu kemajuan mekanis dalam menangani padi pasca panen adalah mesin pemanen. Untuk mempercepat proses pasca panen dan meningkatkan produksi perontokan padi, diperlukan alat yang disebut perontok. Pengayakan adalah memisahkan gabah dari ekornya. Melihat kondisi tersebut, penulis akan merancang alat perontok padi untuk tugas akhir ini yang memiliki kapasitas besar, efektif, hemat waktu, dan mudah dipindahkan. Alat penghancur beras yang memiliki motor bensin dengan daya 6,5 tenaga kuda dan kapasitas 500 kg/jam dengan putaran mesin perontok 1400 rpm, serta roda yang dapat digerakkan oleh mesin bensin akan digunakan dalam perancangan alat ini. dengan menawarkan berbagai desain bilah, termasuk bilah persegi dan bundar dengan berbagai ukuran. Bilah berbentuk bulat dan memiliki celah 5 cm, sedangkan bilah persegi berdiameter 2 cm dan memiliki celah 5 cm.

**Kata kunci:** *padi, poros, pulley, rancang bangun, v-belt*

#### **ABSTRACT**

One of the mechanical advances in dealing with post-collect rice is the harvester. To speed up the post-harvest process and increase rice threshing production, a tool called a thresher is required. Sifting is isolating the grain from the tail. In light of these circumstances, the author will design a rice thresher for this final project that has a large capacity, is effective, saves time, and is easy to move. A rice crusher, which has a gasoline motor with a power of 6.5 horsepower and a capacity of 500 kg/hour at a thresher rotation of 1400 rpm, and wheels that can be driven by a gasoline engine will be used in the design of the tool. by offering a variety of blade designs, including square and round blades of varying sizes. Blades are round and have a gap of 5 cm, while square blades are 2 cm in diameter and have a gap of 5 cm.

**Keywords:** *design, paddy, pulley, shaft, v-belt.*

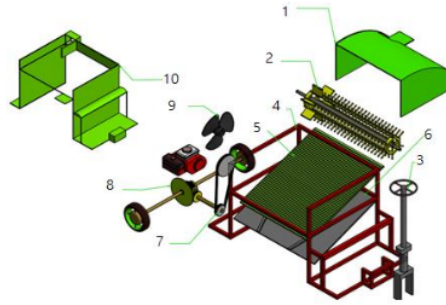
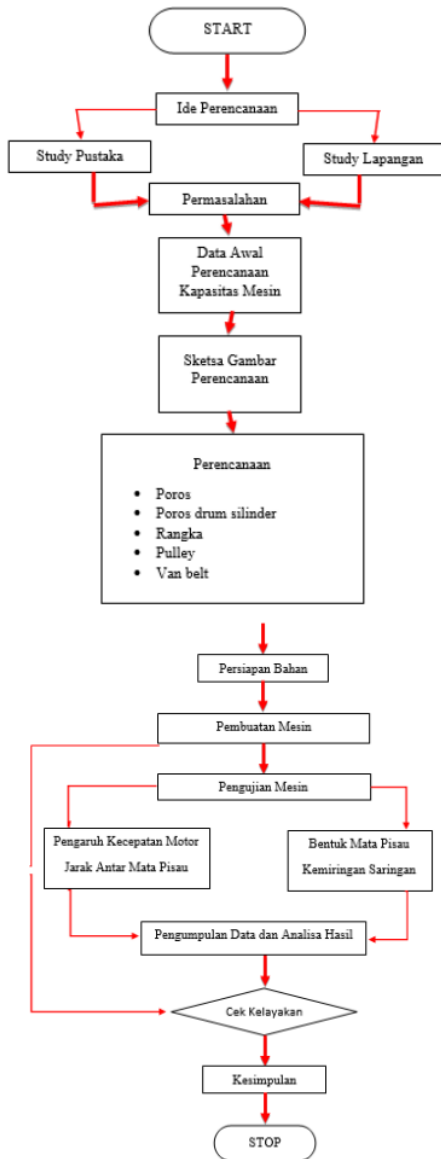
#### **PENDAHULUAN**

Kemajuan teknologi dalam penanganan pasca panen padi salah satunya yaitu thresher. Thresher merupakan alat perontok padi yang diperlukan guna meningkatkan hasil produksi perontokan padi dan mempercepat proses pasca panen padi. Perontokan yaitu memisahkan gabah dari tangkainya. Terdapat banyak jenis serta tipe alat dan mesin perontok padi mekanis yang telah dipakai di berbagai tingkatan usaha petani. Pada umumnya kapasitas mesin perontok padi

(*thresher*) di pasaran terlihat cukup terbatas. Selain itu keterbatasan tempat untuk meletakkan mesin thresher yang berukuran cukup besar ditengah lahan persawahan juga menjadi salah satu alasan petani enggan menggunakan mesin ini. Melihat kondisi tersebut, pada tugas akhir ini penulis akan merancang sebuah alat perontok padi (*thresher*) yang dapat menghemat waktu, dan mudah dalam mobilitas tetapi memiliki kapasitas dan efektifitas yang besar. Alat tersebut akan dirancang dengan

menggunakan roda yang bisa digerakkan menggunakan mesin bensin dalam arti mesin bensin dimodifikasi bisa menggerakkan roda dan alat pemecah padi.

### PROSEDUR EKSPERIMEN



Gambar 1. Rancangan Mesin Perontok Padi

Keterangan :

1. Cap Atas
2. Drum Penggiling
3. Stir Kemudi
4. Rangka Mesin
5. Pengayak
6. Plat Keluar Padi
7. Van Belt dan Pulley
8. Roda Gigi
9. Kipas
10. Plat Cover

### Proses Pembuatan Mesin

Sebelum merakit mesin perotok padi yang menjadi penelitian ini maka membutuhkan literature baik lapangan maupun jurnal yang akan di pakai sebagai analisa data acuan dasar dan merancang bahan material yang akan ditentukan . Setelah penganalisaan dan pemilihan bahan material telah selesai maka sesi selanjutnya merakit dari rangka , komponen, roda , dan mesin penggerak

### Pengujian

setelah perakitan maka menyetel posisi komponen , mesin penggerak beserta pulley dan V-belt sehingga dapat memvariasikan putaran mesin perontok yang di transmisikan dari mesin penggerak sehingga menghasilkan kinerja yang berbeda.

### HASIL DAN PEMBAHASAN

Menentukan Berat Curah Material (Padi)

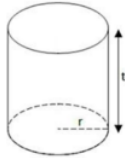
Pengujian SEM dilakukan untuk mengetahui Massa jenis material padi ( $\gamma$ ) dapat dihitung dengan persamaan :

$$m = v \times \gamma \dots\dots\dots(1)$$

Maka :

$$\gamma = \frac{m}{v}$$

Massa padi dihitung dengan persamaan :



$$m = mtot - mtab$$

Dimana : mtot : 6,65 kg  
mtab : 0,6455 kg  
= 0,65 kg

$$m = 6,65 \text{ kg} - 0,65 \text{ kg} = 6 \text{ kg}$$

$$v = \pi \cdot r^2 \cdot t$$

$$= \pi \cdot 8,33 \text{ cm} \cdot 19 \text{ cm}$$

$$= 4310,44 \text{ cm}^3$$

$$= 0,00431 \text{ m}^3 = 0,004 \text{ m}^3$$

$$\gamma = m/v$$

$$\gamma = (6 \text{ kg}) / (0,004 \text{ m}^3) = 1500 \text{ kg/m}^3 = 150 \text{ kg/m}^3$$

(hasil pemadatan / kompres padi beserta tangkai pada wadah)

Direncanakan :  
n = 500, 1000, 1400 Rpm (Kecepatan putaran)  
 $\gamma = 250 \text{ kg/m}^3$  (Berat curah material)  
 $\beta = 20^\circ \rightarrow C = 0,65$  (Faktor koreksi)  
 $\Psi = 0,4$  (Loading efisiensi)

Tabel 1 (a) : loading efisiensi

0,125	= Untuk aliran lambat, material abrasiv
0,25	= Untuk aliran lambat, material sedikit abrasiv
0,32	= Untuk aliran bebas megalir, material sedikit abrasiv
0,4	= Untuk aliran bebas megalir, material tidak abrasiv

Sumber : Mesin Pemindah Bahan, Ach. Muhib Zainuri, hal. 103

Tabel 2 (b) : faktor koreksi

$\beta =$	0°	5°	10°	15°	20°
C =	1	0,9	0,8	0,7	0,65

Sumber : Mesin Pemindah Bahan, Ach. Muhib Zainuri, hal. 103

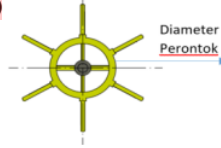
$$D = 3 \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{60 \cdot \pi \cdot 0,8 \cdot n \cdot \Psi \cdot \gamma \cdot C}}$$

$$D = 3 \sqrt{\frac{4 \cdot 500 \text{ kg/jam}}{60 \cdot \pi \cdot 0,8 \cdot 1400 \text{ rpm} \cdot 0,4 \cdot 250 \text{ kg/m}^3 \cdot 0,65}}$$

$$D = 3 \sqrt{\frac{2000 \text{ kg/jam}}{8229312 \text{ kg/m}^3}} = 0,155 \text{ m} = 155 \text{ mm}$$

Dimana :

- Q : kapasitas yang direncanakan (kg/jam)
- n : putaran mesin (rpm)
- $\gamma$  : berat curah (kg/m<sup>3</sup>)
- C : faktor koreksi
- $\Psi$  : loading efisiensi
- D : diameter perontok



a. Laju Pada Perontok

$$V = \frac{S \cdot n}{60} \dots\dots\dots(2)$$

$$V = \frac{0,155 \text{ m} \cdot 1400 \text{ rpm}}{60 \text{ s}} = 3,61 \text{ m/s}$$

Dimana :

- S : jarak perontok perpitch (m)
- n : putaran mesin (rpm)

b. Berat material tiap satuan panjang poros (q)

$$q = \frac{Q}{v} \dots\dots\dots(3)$$

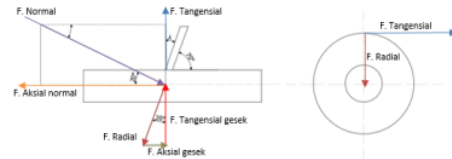
$$q = \frac{500 \text{ kg/jam}}{3600 \cdot 3,61 \text{ m/s}} = 3,84 \text{ kg/m}$$

Dimana :

- Q : Kapasitas yang direncanakan (kg/jam)
- v : volume gabah pada laju perotok (m)

Sumber : Mesin Pemindah Bahan, Ach. Muhib Zainuri, hal. 105

c. Gaya yang terjadi pada poros saat berputar



Gambar 1 Gaya-Gaya Pada Silinder Perontok

Dimana:

- $F_a$  = gaya yang akan terjadi (N)
- q = berat material tiap panjang perontok (kg/m)
- l = panjang perontok (m)

$f'$  = konstanta faktor gesek antara material dan lintasanya (**0,75 untuk bahan gabah**)

Tabel 3 Berat curah, sudut balik, faktor gesek bahan curah

Material	Berat material masal $\gamma, m^3$	Sudut istirahat Deg		Faktor gesekan statis $F_0$		
		Dinamis $\phi$ dy n	Statis $\phi$	Pada Baja	Diatas kayu	Pada karet
Gandum	0,65 - 0,83	25	35	0,58	0,58	0,5
Biji besi	2,10 - 2,45	30	50	1,2	-	-
Gambut kering	0,33 - 0,41	40	45	0,75	0,8	-
Batu bara	0,65 - 0,78	35	50	1	1	0,7

Sumber: Mesin Pemindah Bahan, Ach. Muhib Zainuri, hal. 75

$$fa = q \cdot l \cdot f' \cdot g \rightarrow \text{gaya aksial}$$

$$fa = 3,84 \text{ kg} \cdot 1 \text{ m} \cdot 0,75 \cdot 9,8 \text{ m/s}^2$$

$$fa = 28,224 \text{ N}$$

• **Gaya yang Timbul Akibat Gaya Normal (fn)**

Gaya yang timbul akibat gaya normal (fn)  
 Gaya arah aksial  $(f_{ag}) = fn \cos \lambda$   
 Gaya arah tangensial  $(f_{tg}) = fn \sin \lambda$

• **Gaya yang timbul akibat gaya gesek**

Dimana :  $fg = fn \cdot f'$

Gaya arah aksial  $(f_{ag}) = fn \cdot f' \cdot \sin \lambda$   
 Gaya arah tangensial  $(f_{tg}) = fn \cdot f' \cdot \cos \lambda$

$$fan - fag = q \cdot l \cdot f' \rightarrow \text{gaya normal}$$

$$fn \cdot \cos \lambda - fn \cdot f' \cdot \sin \lambda = q \cdot l \cdot f' \cdot g$$

$$fn \cdot (\cos \lambda - f' \cdot \sin \lambda) = q \cdot l \cdot f' \cdot g$$

$$fn = \frac{q \cdot l \cdot f' \cdot g}{\cos \lambda - f' \cdot \sin \lambda}$$

$$fn = \frac{3,84 \frac{\text{kg}}{\text{m}} \cdot 1 \text{ m} \cdot 0,75 \cdot 9,8 \text{ m/s}^2}{\cos 20^\circ - 0,75 \cdot \sin 20^\circ}$$

$$fn = \frac{28,224 \text{ kg} \cdot \text{m/s}^2}{0,3228}$$

$$= 87,43 \text{ N}$$

• **Gaya Tangensial (ft)**

$$ft = fn + ftg$$

$$ft = fn \cdot \sin \lambda + fn \cdot f' \cdot \cos \lambda$$

$$ft = fn \cdot (\sin \lambda + f' \cdot \cos \lambda)$$

$$ft = 87,43 \text{ N} (\sin 20^\circ + 0,75 \cdot \cos 20^\circ)$$

$$= 91,52 \text{ N}$$

d. Perhitungan Torsi

$$T = ft \cdot r \dots\dots\dots(4)$$

$$= 91,52 \text{ N} \cdot 0,059 \text{ m}$$

$$= 5,39 \text{ N.m}$$

Dimana :

ft = gaya tangensial (N)

r = jari-jari perontok (m)

Sumber : Buku Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, Sularso, hal. 59

e. Perhitungan Kecepatan Sudut

$$\omega = \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60} \dots\dots\dots(5)$$

$$= \frac{2 \cdot \pi \cdot 1400 \text{ rpm}}{60} = 146,53 \text{ rad/s}$$

Sumber : Buku Elemen Mesin, Prof. Dr. Ir. Dhamir Dahlan, M.Sc, hal. 17

f. Perhitungan Daya yang Dibutuhkan Poros Perontok

$$Mt = \frac{N}{\omega} \dots\dots\dots(6)$$

Dimana :

N = daya (watt)

$\omega$  = kecepatan sudut (rad/s)

Sumber : Buku Elemen Mesin 1, Ir. Zainun Achmad, hal. 21 (Pers.22.23)

Dikarenakan putaran poros perontok dipengaruhi oleh rasio pulley, maka dapat dilakukan perhitungan sebagai berikut :

- Perhitungan transmisi I yaitu menggunakan gearbox reducer dengan rasio 1:30. Dimana 30 kali putaran input gearbox direduksi menjadi q kali putaran output gearbox.

Diketahui :

Putaran poros perontok = 1400 rpm,

Sehingga :

$$\text{Putaran input gearbox} = 1400 \times 30$$

$$= 42000 \text{ rpm}$$

- Perhitungan transmisi II yaitu menggunakan pulley dengan rasio 2 : 1, dimana diameter pulley output motor 225 mm dan diameter pulley input pisau 112,5 mm sehingga dapat dihitung putaran motor sebagai berikut :

Diketahui :

- n1 = 42000 rpm
- dp = 225 mm
- Dp = 112,5 mm
- n2 = Putaran motor

Tabel 3 Diameter minimum pulley yang diijinkan

Penampang	A	B	C	D	E
Diameter minim yang diizinkan	65	115	175	300	450
Diameter minim yang diizinkan	95	145	225	350	550

Sumber : Buku Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, Sularso, hal. 168

$$\frac{n1}{n2} = \frac{dp}{Dp}$$

Dimana : n1 = Putaran input gearbox  
 n2 = Putaran output motor  
 dp = Diameter pulley motor  
 Dp = Diameter pulley gearbox

$$\frac{n1}{n2} = \frac{dp}{Dp}$$

$$\frac{42000 \text{ mm}}{n2} = \frac{225 \text{ mm}}{112,5 \text{ mm}}$$

$$n2 = \frac{42000 \text{ rpm} \times 112,5 \text{ mm}}{225 \text{ mm}}$$

$$n2 = 21000 \text{ rpm}$$

Sumber : Buku Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, Sularso, hal. 166

Jadi kecepatan motor untuk memutar perontok adalah 21000 rpm. Sehingga daya motor yang dibutuhkan untuk memutar poros perontok adalah :

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

$$\omega = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 21000 \text{ rpm}}{60}$$

$$\omega = 2198 \text{ rad/s}$$

Sumber : Buku Elemen Mesin , Prof .Dr .Ir. Dhamir Dahlan. M.Sc, hal. 17

$$Mt = \frac{N}{\omega}$$

$$N = Mt \cdot \omega$$

$$= 4,24 \text{ N.m} \times 2198 \text{ rad/s}$$

$$= 9319,5 \text{ watt} = 2 \text{ Hp}$$

Sumber : Buku Elemen Mesin I, Ir. Zainun Achmad, hal. 21 (Pers.22.23)

### Analisis Struktur Poros Penggiling

- a. Momen torsi pada poros

$$Mt = 71620 \cdot N/n \text{ ( kg.cm )}$$

$$Mt = 71620 \cdot (2 \text{ Hp})/(1400 \text{ rpm}) \text{ ( kg.cm )}$$

$$Mt = 102,31 \text{ kg.cm}$$

Sumber : Buku Elemen Mesin I, Ir. Zainun Achmad, Hal. 114

- b. Diameter pada poros

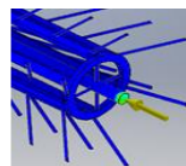
Tegangan ijin pada bahan

Bahan poros S45C dengan tegangan tarik 58 kg/mm<sup>2</sup> , Sf1 = 6,0 ( untuk bahan SC ) , Sf2 = 2,0 Kt = 2,0 ( jika dikenakan dengan kejutan atau tumbukan besar )

$$\tau_{\alpha} = \frac{\sigma_B}{Sf_1 \times Sf_2}$$

$$\tau_{\alpha} = \frac{58 \text{ kg/mm}^2}{6,0 \times 2,0}$$

$$\tau_{\alpha} = 4,83 \text{ kg/mm}^2$$



Dimana :

σ<sub>B</sub> = kekuatan tarik bahan poros

Sf<sub>1</sub> = koreksi untuk baja karbon

Sf<sub>2</sub> = koreksi pengaruh kekasaran permukaan

$$d_s = \left[ \frac{5,1}{\tau_{\alpha}} K_t \cdot C_b \cdot T \right]^{1/3}$$

$$d_s = \left[ \frac{5,1}{4,83} 2,0 \cdot 2,0 \cdot 286,48 \text{ kg.cm} \right]^{1/3}$$

d<sub>s</sub> = 18,22 → 25 mm ( mengikuti tabel yang tersedia )

- c. Syarat perencanaan

$$\frac{5,1.Mt}{ds^3} \leq \tau_a$$

$$\frac{5,1 \times 102,31 \text{ kg.cm}}{25^3 \text{ mm}^3} \leq 4,83 \text{ kg/mm}^2$$

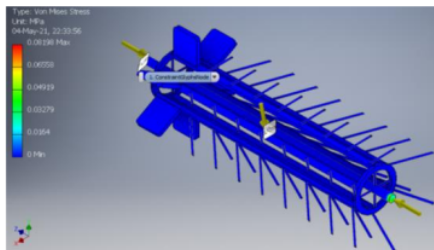
$$= 1,2 \text{ kg/mm}^2$$

bedasarkan syarat perencanaan poros dapat disimpulkan **AMAN/TERPENUHI** dan dapat diterapkan

**Sumber** : Buku Elemen Mesin 1, Ir. Zainun Achmad, Hal. 114

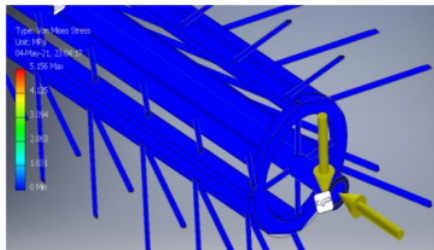
d. Simulasi poros pada silinder perontok

Sebelum diberi bearing pada poros silinder perontok



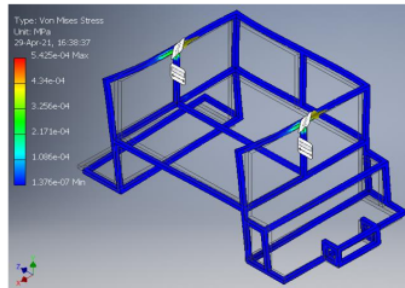
**Gambar 2** Hasil Ansys Silinder Perontok Pada Software

Setelah diberi bearing pada poros silinder perontok



**Gambar 3** Hasil Ansys Silinder Perontok Pada Software

Simulasi rangka mesin perontok padi



**Gambar 3** Hasil Ansys Rangka Mesin Perontok Pada Software

Hasil dari simulai kerangka dengan diberikan gaya berlawanan sumbu Y sebesar gaya yang telah diperhitungkan pada poros perontok, material yang digunakan baja karbon dan akibat gaya yang diberikan menjadi pemindahan sebesar 0,2977 mm

*Menentukan Pulley Dan V-Belt*

Diketahui :

Daya Motor : 2 HP = 1,49 KW

$n_1$  : Putaran *output* motor (42000 rpm)

$n_2$  : Putaran *input gearbox* (21000 rpm)

$d_p$  : Diameter *pulley* motor (225 mm)

$D_p$  : Diameter *pulley gearbox* (112,5 mm)

Tabel 4 diagram pemilihan sabuk V dipilih sabuk tipe C dengan dimensi sebagai berikut :

Penampang	A	B	C	D	E
Diameter minim yang dizinkan	65	115	175	300	450
Diameter minim yang dizinkan	95	145	225	350	550

**Sumber** : Buku Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, Sularso, hal. 169

a. Kecepatan Keliling Sabuk *V-Belt* (V)

$$V = \frac{d_p \cdot n_1}{60 \times 1000}$$

$$V = \frac{225 \cdot 42000}{60 \times 1000}$$

$$V = 157,5 \text{ m/s}$$

**Sumber** : Buku Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, Sularso, hal. 166

Panjang Sabuk (L)

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

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

$$L = 2.225 + \frac{\pi}{2} (225 + 112,5) + \frac{1}{4.225} (112,5 - 225)^2$$

$$L = 450 + 529 + 14,05$$

$$L = 723,5 \text{ mm}$$

Tabel 5 panjang sabuk V standard L adalah 711 mm

Nomor nominal	
(inch)	(mm)
26	660
27	686
28	711
29	737
30	762

Sumber : Buku Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, Sularso, hal. 168

b. Jarak Sumbu Poros Antar Puli

Agar jarak sumbu poros sesuai dengan panjang sabuk standard maka jarak sumbu antar poros sementara harus disesuaikan sehingga dapat di hitung dengan rumus berikut :

$$C = \frac{b + \sqrt{b^2 + 8(D_p - d_p)^2}}{8}$$

Dimana :

$$b = 2L - 3,14(D_p + d_p)$$

$$b = 2 \times 711 - 3,14(112,5 + 225)$$

$$b = 1411 - 1060$$

$$b = 351 \text{ mm}$$

Maka :

$$C = \frac{351 + \sqrt{351^2 - 8(112,5 - 225)^2}}{8}$$

$$C = \frac{351 + \sqrt{351^2 - 8(112,5 - 225)^2}}{8}$$

$$C = \frac{351 + \sqrt{123201 - 101250}}{8}$$

$$C = \frac{351 + 148}{8}$$

$$C = 62,5 \text{ mm}$$

Sumber : Buku Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, Sularso, hal. 170 (Pers. 5.4)

c. Besar Sudut Kontak Pulley Dengan Sabuk

$$\theta = 180^\circ - (57(D_p - d_p))/C$$

$$= 180^\circ - (57(112,5 - 225))/(62,5)$$

$$= 100,2^\circ$$

Sumber : Buku Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, Sularso, hal. 173

Analisa Bearing

a. Menentukan gaya radial yang terjadi :

Jarak titik beban dan titik tumpu :

$$a = 104 \text{ mm}$$

$$b = 30 \text{ mm}$$

$$l = 74 \text{ mm}$$

$$\text{Gaya tangensial } K_t \text{ (kg)} = 98,49 \text{ kg}$$

$$\text{Gaya pisah } K_s \text{ (kg)} = 90 \text{ kg}$$

$$\text{Gaya aksial } K_a \text{ (kg)} = 14,7 \text{ kg}$$

$$(A) K_t: f_{rt} = 98,49 \times 30/74 = 39,92 \text{ kg}$$

$$K_s : f_{rs} = 90 \times 30/74 = 36 \text{ kg}$$

$$K_a : \text{jarak bagi } r = 20/2 = 10 \text{ mm}$$

$$f_{ra} = 14,7 \times 35/74 = 6,96 \text{ kg}$$

$$(B) K_t: f_{rt} = 98,49 \times 104/74 = 138,41 \text{ kg}$$

$$K_s : f_{rs} = 90 \times 104/74 = 126,48 \text{ kg}$$

$$K_a : f_{ra} = 14,7 \times 35/74 = 6,96 \text{ kg}$$

b. Beban radial gabungan

$$(A) \Sigma f_r = \sqrt{39,92^2 + (6,96 - 10)^2} = 41,06 \text{ kg}$$

$$\Sigma f_a = 14,7 \text{ kg}$$

$$(B) \Sigma f_r = \sqrt{138,41^2 + (126,48 - 6,96)^2} = 182,87 \text{ kg}$$

$$\Sigma f_a = 0 \text{ (ditahan oleh A)}$$



**Sumber :** Buku Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, Sularso, hal. 146-149

c. Menentukan faktor faktor

**Diketahui :**

- Faktor beban ( $f_w$ ) = 1,5
- Beban putar pada cincin dalam (V) = 1
- Konstanta sudut ( $e$ ) = 0,35
- X = 0,63
- Y = 1,24

d. Menentukan faktor syarat aman konstanta ( $e$ )

$$e = \frac{c_0}{F_a} = \frac{\Sigma F_a}{v \cdot \Sigma F_r} > 0,35 = \frac{14,7}{1 \cdot 41,06} = 0,35 > 0,35$$

**Sumber :** Buku Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, Sularso, hal. 143

e. Menentukan Faktor Putaran

Diketahui kecepatan  $n = 1400$  rpm ,

1 hingga :

$$fn = \left(\frac{33,3}{n}\right)^{1/3}$$

$$fn = \left(\frac{33,3}{1400}\right)^{1/3} = 0,007$$

**Sumber :** Buku Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, Sularso, hal. 136 (Pers. 4.52)

f. Menentukan beban rata-rata  $P_m$  (kg)

$$P_m = \sqrt{Pr_1 \cdot n \cdot q}$$

$$P_m = \sqrt{17,24 \times 1400 \times 0,77}$$

$$P_m = 136,32 \text{ kg}$$

**Sumber :** Buku Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, Sularso, hal. 138 (Pers. 4.58)

g. Menentukan Faktor Umur

Jika C (Kg) sesuai tabel (hal 145), menyatakan beban nominal dinamis spesifikasi dan P (kg) ekuivalen dinamis, maka faktor umur ( $f_h$ ) adalah :

$$f_h = fn \cdot \frac{c}{p}$$

$$f_h = 0,06 \cdot \frac{5100}{81,47}$$

$$f_h = 3,75$$

**Sumber :** Buku Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, Sularso, hal. 136 (Pers. 4.53)

- Menentukan Umur Bantalan

$$L_h = 1400 \cdot f_h^3$$

$$L_h = 1400 \times 3,75^3 = 73828,1 \text{ jam}$$

$$73828,1 \text{ jam} > 2500 \text{ jam DAPAT}$$

**DITERAPKAN**

**538 HARI > 208 HARI**

- Menentukan Keandalan Umur/Efisiensi

$$L_n = a_1 \cdot a_2 \cdot a_3 \cdot L_h$$

Tabel 5 tabel faktor keandalan

Faktor keandalan (%)	$L_n$	$a_1$
90	$L_{10}$	1
95	$L_5$	0,62
96	$L_4$	0,53
97	$L_3$	0,44
98	$L_2$	0,33
99	$L_1$	0,21

**Sumber :** Buku Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, Sularso, hal. 137 (Tabel. 4.10)

- Dengan menggunakan factor keandalan 95%

$$L_n = 0,62 \times 1 \times 1 \times 73828,1$$

$$L_n = 45773,42 \text{ jam}$$

**Sumber :** Buku Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, Sularso, hal. 136 (Pers. 4.54)

*Perhitungan Daya Motor*

a. Perhitungan Gaya Torsi

$$M_{t\text{gigi penggerak}} = ft \cdot r$$

$$= 833 \text{ N} \cdot 0,0156 \text{ m}$$

$$= 12,99 \text{ N.m}$$

$$M_{t\text{gigi digerakan}} = ft \cdot r$$

$$= 833 \text{ N} \cdot 0,031 \text{ m}$$

$$= 26,03 \text{ N.m}$$

$$M_{\text{total}} = M_{\text{gigi penggerak}} + M_{\text{gigi digerakan}}$$

$$= 12,99 \text{ N.m} + 26,03 \text{ N.m}$$

$$= 39,02 \text{ N.m}$$

Sumber : Buku Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, Sularso, hal. 59 (pers.3.4)

b. Perhitungan Kecepatan Sudut

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

$$\omega = \frac{2 \cdot \pi \cdot 1400 \text{ rpm}}{60}$$

$$\omega = 146,5 \text{ rad/s}$$

Sumber : Buku Elemen Mesin 1, Prof. Dr. Ir. Dhamir Dahlan. M.Sc, hal.17

2  
Perhitungan Daya

$$M_t = \frac{N}{\omega}$$

$$N = M_t \cdot \omega$$

$$= 26,03 \text{ N.m} \times 146,5 \text{ rad/s}$$

$$= 3813,3 \text{ watt}$$

$$= 5,1 \text{ Hp} \rightarrow 6,5 \text{ Hp}$$

( Menggunakan daya tersebut dikarenakan dapat ditemukan dipasaran)

Sumber : Buku Elemen Mesin 1, Ir. Zainun Achmad, hal. 21 (Pers.22.23)

Hasil Pengujian Mesin



Dari hasil pengujian yang di dapat mesin ini layak untuk digunakan di lapangan pengujian 70% berhasil, untuk hasil dari gabahnya bersih terpisah dari tangkai/kawul untuk butir padinya sendiri tidak patah.

KESIMPULAN DAN SARAN

Kesimpulan

a. Poros Perontok Padi

Poros perontok padi direncanakan ukuran diameter 210 mm hasil perencanaan poros :

- Diameter : 118 mm
- Jarak per *pitch* : 50, 100, 150 mm
- Kecepatan laju perontok : 0,0025 m/s
- Berat material per meter : 55,5 kg/m

b. Poros

Poros perontok padi direncanakan ukuran diameter 70 mm hasil perencanaan poros :

- Diameter : 25 mm
- Material : S45C
- Syarat ijin : 4,83 kg/mm<sup>2</sup>

Dari perhitungan bahwa  $\tau_a > \tau_t$ , dimana  $2,7 \text{ kg/mm}^2 \leq 4,83 \text{ kg/mm}^2$  sehingga dapat disimpulkan bahwa poros yang direncanakan cukup aman.

c. Motor Penggerak

Motor penggerak menggunakan bahan bakar bensin :

- Daya motor : 6,5 HP
- Bahan bakar : Bensin

d. Rangka

- Dimensi material : 40 x 40 mm
- Material : AISI 304

Gaya yang terjadi di rangka poros penggerak, gaya poros ke *bearing*  $R_B = 27,97 \text{ N}$  dan

ditambahkan dengan gaya pada poros ke *pulley* dan *bearing*  $F_p = 85,1$  N dan disimulasikan ANSYS pada *software* hasilnya berwarna biru/aman, dan gaya displacement yang berlawanan dengan sumbu “y” sebesar 0,2977 mm

Dari perbedaan putaran motor 500 hingga 1400 rpm yang dihasilkan dari mesin perontok padi tersebut adalah jika semakin cepat putaran motor maka, hasil yang dihasilkan pada mesin perontok padi tersebut akan semakin banyak laju padi pada pisau perontok, dan juga dari perbedaan jarak antar mata pisau, semakin renggang ukuran jarak maka, akan semakin lambat atau kecil dari hasil padi yang dirontokan.

Dari hasil pengujian mata pisau berbentuk kotak hasil yang di peroleh dari perontok padi semakin kecil atau lambat saat mata pisau kotak digunakan, dan perbedaan kemiringan saringan pada perontok padi yang dihasilkan sama.

#### *Saran*

Dalam perancangan mesin perontok padi ini meskipun memenuhi harapan, namun ada kekurangan pada perancangan mesin ini. Sehingga untuk mendapatkan hasil yang sempurna, maka diperlukan pengembangan lebih lanjut terhadap mesin ini. Adapun saran yang digunakan untuk penyempurnaan mesin ini adalah sebagai berikut :

1. Perancangan desain mesin perlu dipertimbangkan lebih dalam terutama pada saat pemilihan plat dikarenakan apabila plat terlalu tipis digunakan pada rpm yang tinggi akan menimbulkan bunyi yang berisik.
2. Faktor keamanan juga harus diperhatikan dimana komponen yang bergerak harus dirancang lebih baik agar tidak membahayakan bagi operator.

#### **REFERENSI**

- Ir, Hery Sonawan, 2019 Perancangan Elemen Mesin , Bandung, Alfabeta.
- Sularso & Kiyokatsu Suga, 2002 ,Dasar Perencanaan Dan Pemilihan Elemen Mesin Jakarta, PT Pradnya Paramita.
- Ir. Zainun Achmad, M.Sc, 2002 , Elemen mesin I , Surabaya, PT Refika Aditama
- Ach. Muhib Zainuri, S.T , 2006, Mesin Pemindah Bahan, Yogyakarta , C.V Andi Offset

# Rancang Bangun Mesin Perontok Padi Dengan Kapasitas 500 Kg/Jam

## ORIGINALITY REPORT

7%

SIMILARITY INDEX

5%

INTERNET SOURCES

0%

PUBLICATIONS

4%

STUDENT PAPERS

## PRIMARY SOURCES

1

Submitted to Universitas 17 Agustus 1945  
Surabaya

Student Paper

4%

2

[repository.untag-sby.ac.id](http://repository.untag-sby.ac.id)

Internet Source

3%

3

[eprints.umm.ac.id](http://eprints.umm.ac.id)

Internet Source

<1%

Exclude quotes  On

Exclude matches  Off

Exclude bibliography  On