

Modifikasi Desain Mesin Pencacah Sampah Daun dan Ranting Kapasitas *Input* 4 Kg

Yanuaris Adris¹, Ir. Hasan Hariri²

¹Jurusan D3 Teknik Mesin , Fakultas Teknik, Universitas Pancasila, Jakarta Selatan, 12630, Indonesia

¹yanuarisadris40@gmail.com

²Jurusan Teknik Mesin , Fakultas Teknik, Universitas Pancasila, Jakarta Selatan, 12630, Indonesia

²tigadan@yahoo.co.id

Abstrak

Mesin pencacah sampah organik adalah sebuah mesin yang dibuat untuk memproses dan menghancurkan beragam jenis sampah organik. Variasi sampah organik yang dapat diolah mencakup rerumputan, sisa-sisa sayuran, kulit buah, dedaunan, ranting kecil, dan sampah organik lainnya. Inovasi dalam ilmu pengetahuan dan teknologi saat ini menjadi penunjang bagi penulis dalam menciptakan karya yang bermanfaat bagi masyarakat. Peralatan yang sesuai menjadi kunci dalam mengubah sampah organik menjadi sumber daya ekonomi yang berharga. Terjadi peningkatan dalam peralatan pengolahan sampah organik. Saat ini, belum ada teknologi yang tersedia untuk memproses sampah organik di daerah Tonjong, Tajur Halang. Metode penelitian yang digunakan dalam penelitian ini terdiri dari identifikasi masalah, perumusan masalah, pengumpulan data dan metode perancang Phal&Beitz. Berdasarkan perhitungan maka, dihasil spesifikasi dari mesin pencacah sampah daun dan ranting adalah Motor bakar bensin dengan daya 5,5 hp, Diameter bantalan atau poros Ø20mm dan kapasitas pencacah 240 kg/jam.

Kata kunci: modifikasi, mesin, sampah, organik

Abstract

Organic waste shredding machine is a machine made to process and destroy various types of organic waste. Variations of organic waste that can be processed include grasses, vegetable remains, fruit skins, leaves, small twigs, and other organic waste. Innovation in science and technology is currently a support for writers in creating works that benefit society. Appropriate equipment is key in turning organic waste into a valuable economic resource. There has been an increase in organic waste treatment equipment. Currently, there is no technology available to process organic waste in the Tonjong area, Tajur Halang. The research methods used in this study consist of problem identification, problem formulation, data collection and Phal & Beitz designer methods. Based on calculations, the specifications of the leaf and twig waste shredding machine are a gasoline fuel motor with a power of 5.5 hp, bearing or shaft diameter of Ø20mm and countercapacity of 240 kg / hour

Keywords: modify, machine, garbage, organic

1. PENDAHULUAN

Masalah pengelolaan sampah merupakan salah satu permasalahan yang terjadi diperkotaan. Pengelolaan sampah dalam suatu kota seringkali hanya terpusat di wilayah pusat kota saja sehingga wilayah pinggiran kota sering terabaikan penanganannya.

Dalam istilah lingkungan, dedaunan dan ranting pohon diartikan sebagai sampah organik. Sehingga Sampah ranting dan dedaunan yang terjadi di pinggiran kota sering kali di bakar atau dikumpulkan dan di biarkan begitu saja. Memanfaatkan sampah organik untuk memperoleh nilai ekonomi serta meningkatkan keindahan lingkungan adalah tujuan dari pengelolaan sampah organik. Salah satu strategi yang dapat digunakan adalah dengan mengonversinya menjadi kompos[1].

Pengomposan sampah organik terbagi 2 bagian, yaitu pengomposan secara alami tanpa bantuan manusia dan pengomposan dengan bantuan manusia atau mesin.

Secara sederhana mesin pencacah sampah organik adalah suatu alat yang yang fungsi utamanya yaitu mesin yang dapat melakukan proses pencacahan atau mencincang sampah organik menjadi bentuk yang lebih kecil dan halus sehingga dapat digunakan sebagai bahan dasar pembuatan pupuk kompos. Mesin ini nantinya akan menghasilkan bentuk seta besaran sampah organik sesuai dengan yang telah dirancang

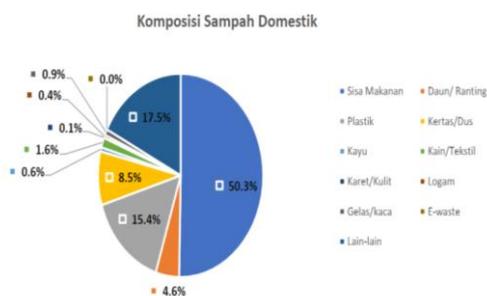
Sebuah mesin pencacah umumnya terdiri dari rangka, mesin pembakaran sebagai sumber tenaga penggerakannya, sistem transmisi yang menggunakan pulley dan sabuk-V, casing, poros,

serta pisau pemotong. Faktor-faktor yang perlu dipertimbangkan dalam pembuatan mesin pencacah ini termasuk kekokohan rangka, keandalan pisau yang tajam dan tahan lama untuk melakukan banyak pemotongan, efisiensi biaya, ketersediaan, dan kemudahan aksesibilitas. Desain mesin harus memungkinkan operasi yang efisien sesuai dengan tujuan dan persyaratan yang ditetapkan

Perancangan mesin pencacah sampah daun dan ranting pernah dilakukan oleh (Arya Sutrisna) dengan merancang kapasitas 32 kg/menit. Perancangan menggunakan 5 mata pisau sehingga menghasilkan daun dan ranting yang telah dicacah $\pm 5-10$ mm[2].

Dampak dari penggunaan desain alat yang telah ada menyebabkan terdapat perbedaan minor antara mesin pencacah sampah organik yang akan dibangun dalam penelitian ini dengan alat yang sudah ada, terutama dalam hal jumlah pisau yang tersedia. Jika pada penelitian sebelumnya hanya menggunakan 5 mata pisau sebagai perejang yang menghasilkan cacahan daun dan ranting ± 10 mm. Sedangkan hasil yang diharapkan daun dan ranting pada penelitian ini adalah kehalusan cacahan daun dan ranting ± 5 mm dan menggunakan 6 mata pisau sebagai perejang yang dibentuk dengan pola disk, diharapkan dengan membentuk pola tersebut hasil dari proses pencacahan lebih halus serta dapat menambah kapasitas pencacah yang akan langsung keluar melalui corong *output*.

Dikarenakan rendahnya kapasitas mesin pencacah yang tersedia di perumahan Teras Country sehingga perlu dikembangkan adalah kapasitas pencacah dari *input* 2 kg menjadi *input* 4 kg agar kapasitas pencacah menjadi lebih besar



Gambar 1. Data grafik sampah yang ada wilayah Tonjong Tajur Halang, Bogor[3].

Berdasarkan gambar 1 analisis data mengenai sumber produksi sampah dan komposisi sampah rumah tangga di Desa Tonjong Tajur Halang Kabupaten Bogor dilaksanakan dengan menggunakan data yang terkumpul pada bulan

September-Oktober 2023 sebagaimana tergambar pada Gambar 1 Sampah domestik mencakup sampah dapur, sisa makanan (yang disebut SOD atau Sampah Organik Dapur), sampah plastik, dedaunan dan ranting, kertas/kotak, kayu, karet, kulit, logam, kaca, dan sebagainya. Persentase komposisinya adalah sebagai berikut: sampah dapur (50,3%), sampah plastik (15,4%), dedaunan dan ranting (4,6%), kertas/kotak (8,5%), kayu, karet, kulit (2,3%), logam dan kaca (1,3%), serta sampah lainnya (17,5%). Kategori tambahan meliputi sampah B3, popok, pembalut wanita, masker, dan kotoran kucing. Sampah-sampah ini tidak dapat dimanfaatkan kembali dan harus dibuang dengan benar atau diangkut ketempat pembuangan sampah[3].

Adapun tujuan dari perancangan pencacah daun dan ranting yaitu:

1. Mendapatkan gambar modifikasi mesin pencacah sampah daun dan ranting kapasitas *input* 4 kg.
2. Mendapatkan spesifikasi dari mesin pencacah sampah daun ranting kapasitas *input* 4 kg.
3. Mendapatkan hasil analisis gaya dari mata pisau pencacah.
4. Manfaat dari mesin perancangan pencacah sampah daun-daunan dan ranting ini yaitu:
5. Manfaat dari hasil rancangan di diharapkan dapat dibuat mesin pencacah
6. Dengan adanya perancangan dalam bentuk gambar mempermudah perubahan untuk pengembangan.
7. Dari gambar hasil perancangan dapat direncanakan kebutuhan material dan komponennya

8. Teori

Komponen Komponen Mesin Pencacah

A. Motor Bakar

Contoh mesin pembakaran dalam adalah sepeda motor berbahan bakar bensin, di mana bahan bakar dan udara di bakar di dalam silinder mesin[4].



Gambar 2. motor Bakar

Torsi motor merupakan hasil perkalian antara gaya yang diberikan dan panjang lengan motor. Kekuatan, di sini, merujuk pada gaya dorongan. Panjang lengan setara dengan panjang langkah

piston. Dengan kata lain, torsi adalah hasil perkalian antara gaya yang diberikan dengan jarak atau panjang lengan[5].

$$T = F \times r \quad (1)$$

Dimana:

T = Torsi (N.m)

F = Gaya yang diberikan (N)

r = jarak lengan Torsi (m)

Tenaga motor adalah elemen penting dalam mengevaluasi kinerja sebuah motor. Daya, di sisi lain, adalah ukuran dari jumlah kerja mekanis yang dapat dilakukan oleh motor selama periode tertentu. Untuk menghitung tenaga mesin pada motor 4 langkah, dapat mempergunakan rumus

$$Pe = \frac{2\pi r}{60} T \quad (2)$$

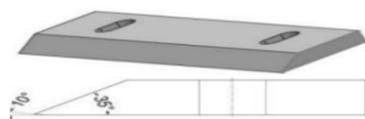
Dimana: Pe = Daya keluaran (Watt)

r = jari-jari(m)

T = Torsi (N.m).

B. Pisau Pencacah

Pisau merupakan salah satu bagian dari mesin pencacah sampah daun dan ranting yang berfungsi untuk menghancurkan sampah daun dan ranting. Motor penggerak memindahkan gerakan putar ke pisau melalui sistem katrol dan sabuk, yang kemudian mengalirkan gerakan tersebut ke poros yang memutar pisau pemotong[6].



Gambar 3. Mata Pisau

Rumus perhitungan pisau pencacah:

$$V = \frac{\text{panjang jalur pemotongan (meter)}}{\text{waktu pemotongan (detik)}} \quad (3)$$

$$V = \pi \times D \times N$$

Di mana:

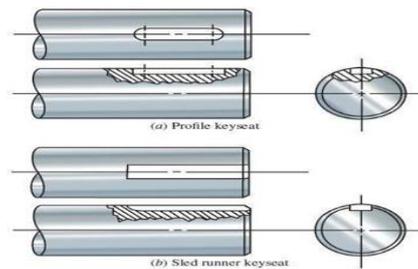
V adalah kecepatan linear pisau (m/s)

D adalah diameter pisau (meter)

N adalah jumlah putaran per menit (rpm)

C. Poros

Poros merupakan salah satu komponen yang sangat penting dalam semua jenis mesin. Sebagian besar mesin mentransfer gaya secara bersamaan dengan melakukan rotasi. Dalam proses ini, poros memiliki peran yang sangat krusial, terutama dalam transmisi[7].



Gambar 4. poros[7].

Proses perancangan poros melibatkan serangkaian langkah untuk menetapkan diameter poros yang tepat sesuai dengan beban yang diinginkan. Adapun tahap-tahap dalam penentuan poros meliputi :

- Setelah daya perencanaan, dilanjutkan mencari torsi rencana dengan rumusan:

$$T = 9,74 \times 10^5 \cdot \frac{pd}{n} \quad (4)$$

Dimana

T = Torsi perencanaan (N.m)

Pd = daya perencanaan (kW)

n = kecepatan putaran poros(rpm)

- Setelah torsi poros diketahui, selanjutnya mencari tegangan geser yang diizinkan dengan rumusan:

$$\tau A = \frac{\sigma b}{sf1 \cdot sf2} \quad (5)$$

Dimana

τA = Tegangan geser yang diizinkan (kg/m)

Sf1 = Safetyfactor1

Sf2 = Safetyfactor2

σb = kekuatan tarik material

- Perencanaan diameter poros

$$Ds = \left[\frac{5.1}{\tau A} \times Kt \times Cb \times T \right]^{1/3} \quad (6)$$

Dimana

Ds = Ukuran diameter dari poros(mm)

τA = Tegangan geser yang diizinkan(kg/m)

Kt = Faktor koreksi momen puntir

Cb = Faktor koreksi beban lentir

T = Torsi perencanaan (N.m)

D. Pulley

Pulley digunakan sebagai alat untuk mentransfer tenaga dan gerakan rotasi antara dua poros yang berjauhan melalui sabuk atau V-belt. Dalam desain mesin ini, terdapat puli berukuran 70 mm yang terpasang pada poros motor dan puli berukuran 180 mm pada poros kotak AS[7].



Gambar 5. Pulley[7]

Perhitungan rumus komponen *pulley* :

$$V_p = \frac{\pi \times dp \times nml}{60 \times 1000} \text{ (m/s)} \quad (7)$$

Dimana:

V_p = Kecepatan keliling *pulley* (m/s)
 dp = Diameter *pulley* penggerak (mm/menit)
 nml = Putaran motor penggerak (rpm)

E. Sabuk (V-belt)

Dalam desain mesin ini, sabuk V membungkus katrol berbentuk V karena lebih ekonomis dan mudah ditemukan sehingga mudah digunakan[7].



Gambar 6. Sabuk (V-belt)[7]

Perhitungan rumus komponen V-belt

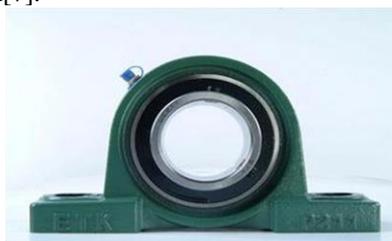
$$\frac{V = D \times Nml \text{ (m/s)}}{60 \times 1000} \quad (8)$$

Dimana:

V = kecepatan keliling *pulley* (m/s)
 D_p = diameter *pulley* penggerak (mm)
 Nml = kecepatan putaran motor bakar (rpm)

F. Bantalan

Bantalan adalah elemen mekanis yang didesain untuk menyediakan gerakan bolak-balik yang lancar, aman, dan tahan lama antara poros-poros yang terpisah. Keandalan bantalan penting untuk memastikan fungsi yang baik dari komponen mesin lainnya. Ketika bantalan tidak berfungsi sebagaimana mestinya, hal ini dapat mengakibatkan penurunan kinerja keseluruhan system[7].



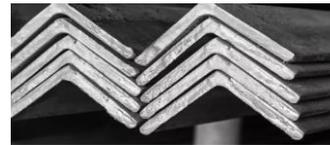
Gambar 7. bantalan[7]

Rumus bantalan :

$$L_{10h} = \lim_{n \rightarrow \infty} \left(\frac{c_1}{p} \right)^b \times \frac{10^6}{60n} \quad (9)$$

G. Besi siku baja (Profil L)

Sebagai contoh, besi siku dengan penampang 40x40 mm tersedia dengan ketebalan 2,2 mm, 2,4 mm, 3,2 mm, dan 3,4 mm[8].



Gambar 8. besi siku[8]

Rumus untuk menghitung berat (atau massa) dari sebuah besi siku L baja

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

$$m = \rho \cdot v \quad (9)$$

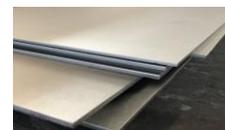
$$m = (p \times l \times t) \quad (10)$$

Dimana,

m = berat besi L dalam hitungan kg
 p = panjang besi (mm^3)
 l = lebar penampang (mm^3)
 t = tinggi dari penampang (mm^3)
 ρ = massa jenis besi 7,874kg/m²

H. Hopper

Plat besi adalah lembaran besi datar yang digunakan sebagai bahan baku utama dalam pembangunan dan manufaktur. Plat besi ini memiliki bentuk dan ukuran yang serupa dengan kayu lapis, yaitu sekitar 4 kaki kali 8 kaki (1200 mm x 2400 mm). Namun, berbeda dengan kayu, plat ini terbuat dari besi atau baja[9].



Gambar 9. plat baja[9]

Perhitungan Rumus Komponen *Hopper*

Volume *Hopper*:

Volume *hopper* dapat dihitung menggunakan rumus untuk volume kerucut:

$$V = \frac{1}{3} \pi r^2 h \quad (11)$$

Dimana,

V adalah volume *hopper*, m³
 π adalah nilai phi (sekitar 3.14159),
 r adalah radius dasar *hopper* (m)
 h adalah tinggi *hopper* (m)

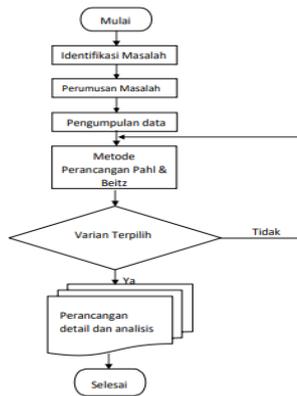
I. Pengertian Solid Works

Solid Works adalah sebuah perangkat lunak CAD 3D yang dikembangkan oleh SolidWorks Corporation, yang kemudian diakuisisi oleh Dassault Systèmes. Program ini merupakan salah satu perangkat lunak CAD 3D yang populer dan banyak digunakan di berbagai industri. Banyak perusahaan di Indonesia juga telah mengadopsi penggunaan perangkat lunak *Solid Works*

dalam proses desain dan pengembangan produk[10].

9. METODE PENELITIAN

Dalam tahap penyusunan penelitian ini terdapat metodologi proses perancangan mesin pencacah daun dan ranting yang terlihat melalui diagram alir (*flowhart*). Metodologi terlihat melalui diagram alir pada gambar 10.



Gambar 10. Diagram Alir Metodologi Penelitian

10. HASIL DAN PEMBAHASAN

A. Pemilihan dan penetapan komponen

Pemilihan dan penetapan komponen mesin pencacah daun dan ranting menggunakan komponen pada gambar 11.



Gambar 11. mesin pencacah sampah daun dan ranting

Jenis dan tipe komponen yang di pakai dalam varian 2 yang terpilih dalam perancangan mesin pencacah

Tabel 3. Komponen-Komponen Mesin Pencacah Sampah Daun Dan Ranting

No.	Bom	Jumlah	Nama komponen	Jenis material	Spesifikasi
1	16	1	Bohl	-	M 10 X 1.25 LH L.55
2	15	2	Pilow Blok Bearing	High Quality Steel	20×120×39mm
3	14	1	Cover 2 Pisau	Stainless Steel	193 × 158 × 2mm
4	13	1	Poros Pisau	-	Ø20×22cm
5	12	32	Nut	-	-
6	11	2	Braket Engsel	Stainless Steel	19 × 11 cm
7	10	1	Corong Keluar	Aisi 316 SS	10,5×10,5cm
8	9	1	Cover 1 Pisau	Stainless Steel	193 × 158 × 2mm
9	8	1	Pulley Pisau	Aluminium Pulley	Al 5in ×20 cm
10	7	1	Rumah Pisau Pencacah	Stainless Steel	193 × 158 × 2mm
11	6	6	Pisau Pencacah	Stainless steel	10×17cm
12	5	1	V-Belt	-	A 57
13	4	1	Motor Penggerak Bensin	5,5 HP 2000 Rpm	-
14	3	1	Pulley	Aluminium Pulley	Al 3in ×10 cm
15	2	1	Corong Masuk	Aisi 316 SS	15×30×65cm
16	1	1	Assembly Rangka	Besi siku baja	Besi siku baja 30×30×3

B. Spesifikasi Teknis Yang Dibutuhkan

Tabel 4. Komponen Yang Dibuat

No	Nama komponen	spesifikasi	Jumlah
1	Rangka	Baja siku L baja 3×3×3mm	1 unit
2	Cover	AISI 316 SS	1 unit
3	Hoppermasuk	AISI 316 SS	1 unit
4	Hopper keluar	AISI 316 SS	1 unit

Tabel 5. Komponen Yang Dibeli

No	Nama komponen	Spesifikasi	jumlah
1.	Motor bakar	5,5 HP 2000Rpm	1 unit
2.	Pisau	Stainlesssteel	6 unit
3.	Poros	AISI 304 SS STEEL	1 unit
4.	Pulley A	Al 3in ×10 cm	1 unit
5.	Pulley B	Al 5in ×20 cm	1 unit
6.	V-belt	Rubber	1 unit
7.	Bearingpillowblock	20×120×39mm	2 unit
8.	Nut	Stainlesssteel	32 unit
9.	Bolt	-	1 unit

C. Analisis Perhitungan Komponen

- Perhitungan rangka mesin
- $P \times L \times T = 65 \text{ cm} \times 32 \text{ cm} \times 49 \text{ cm}$
- Perhitungan rangka pencacah
- $P \times L \times T = 61 \text{ cm} \times 32 \text{ cm} \times 59 \text{ cm}$



Gambar 12. Material Besi Siku Baja

Jenis material besi siku baja galvanis dan proses penyambungan menggunakan pengelasan dengan jumlah 22 potongan dengan ukuran yang berbeda-beda dan kekuatan struktur rangka 370 MPa.

D. 4.4 Perhitungan Mesin Penggerak

- Perancangan Daya Gerak

$$T = F \times r$$

Dimana :

F= Gaya yang bekerja

T= Torsi

$$r = \frac{1}{2} \text{ diameter pisau} = 100 \text{ mm} = 0,1 \text{ m}$$

$$T = F \times r = 980 \times 0.1 = 98 \text{ kg}$$

- Perhitungan Daya motor

Dengan menggunakan persamaan 2.2 maka yang dihasilkan sebagai Berikut :

$$P = F \cdot r \left(\frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60} \right)$$

Dimana :

P= Daya motor(Watt)

F= Gaya potong pisau (n)

r= Jari-jari pisau (m)

n= Jumlah putaran (Rpm)

$$p = \frac{2 \times \pi \times n}{60 \text{ det}} \times \text{Motor bakar} = 5,941 \text{ kW}$$

E. 4.5 Perhitungan Pisau Pencacah

Dengan menggunakan persamaan perhitungan pisau pencacah maka yang dihasilkan.

$$C = V \cdot L \cdot N$$

- Perhitungan kapasitas produksi
kapasitas = 4 kg/proses
Diameter pisau = 100mm
Putaran = 2000 rpm
Gravitasi = 9,8m/s

$$\text{Kapasitas produksi} = \frac{\text{Berat bahan (kg)}}{\text{Waktu pencacahan (S)}}$$

- Gaya yang bekerja pada pisau potong :
Gaya yang bekerja pada pisau

$$F_0 = m \times g = 39,2 \text{ N}$$

Keterangan :

L= Panjang Pemotong 100 mm (0,10 m)

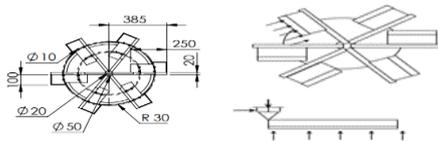
$$\text{Torsi} = L \cdot F_0 = 0,392 \text{ N}$$

F. 4.6 Pengukuran Kapasitas Mesin

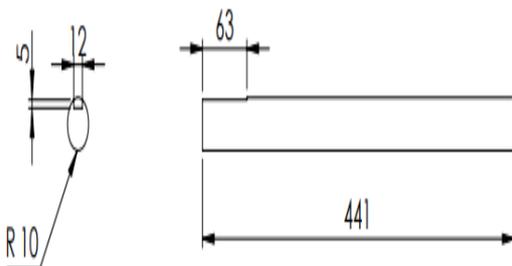
Teoritis kapasitas aktual didefinisikan dengan kapasitas input dibagi dengan lama waktu pencacahan, dilakukan pengujian pada mesin pencacah, diketahui hasil *input* dari mesin pencacah tersebut sebanyak 4kg dengan lama waktu 60 detik, maka kapasitas aktual yang diperoleh 240kg/jam

G. 4.7 Perhitungan Poros

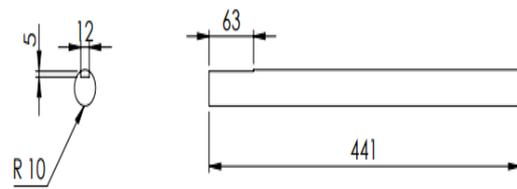
Spesifikasi poros pada Mesin pencacah sampah daun kering dan ranting menggunakan bahan AISI 304 SS Steel dengan kekuatan tarik sebesar $\sigma_t = 646 \text{ kg/mm}^2$ Adapun langkah-langkah perhitungan pada perencanaan poros yaitu:



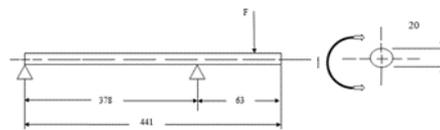
Gambar 13. Mata pencacah dan idealisasi mata pisau



Gambar 14. Model poros pisau pencacah



Gambar 15. Model poros pisau pencacah



Gambar 16. model idealisasi poros

- Menentukan torsi poros

$$T = 9,74 \cdot 10^5 \cdot \frac{Pd}{n1}$$

Dimana :

$$T = \text{Torsi(N.m)}$$

$$Pd = \text{Daya perencanaan(kW)} = 1,05\text{kW}$$

$$N1 = \text{Putaran mesin} = 2000\text{Rpm}$$

- Pada poros penggerak ($n1 = 2000\text{rpm}$)

$$T_1 = 9,74 \cdot 10^5 \cdot \frac{Pd}{n1} = 511,35\text{kg.m/s}^2$$

- Pada poros yang digerakkan ($n2 = 2000 \text{ pm}$)

$$T_2 = 9,74 \cdot 10^5 \cdot \frac{Pd}{n2} = 511,35\text{kg.m/s}^2$$

- Menentukan Tegangan geser yang diizinkan

$$T_g = \frac{\sigma_b}{Sf_1 \cdot Sf_2}$$

$$T_g = \text{Tegangan geser yang diizinkan(kg.m/s}^2)$$

$$\sigma_b = \text{Kekuatan tarik material (kg.mm)}$$

$$= 370 \text{ kg.mm}$$

$Sf_1 = \text{Safetyfactor} = 4$ karena menggunakan baja

$Sf_2 = \text{Safetyfactor} = 2$ poros

Maka tegangan geser yang terjadi pada poros adalah :

$$T_g = \frac{\sigma_b}{Sf_1 \cdot Sf_2} = \frac{370}{4 \times 2} = 46,25 \text{ kg/m/s}^2$$

- Menentukan diameter poros

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

$$T_g = \text{Tegangan geser yang diizinkan(kg/mm}^2)$$

$$K_t = \text{Faktor Koreksi Beban} = 1,5$$

$$C_b = \text{Faktor Beban Lentur} = 1,5$$

$$T = \text{Torsi Perencanaan (N.m)}$$

Sehingga:

Diameter Poros Penggerak

$$D_{s2} = \left[\frac{5,1}{T_g} K_t \cdot C_b \cdot T_2 \right]^{1/3} = 14,61 \text{ mm}$$

Diameter Poros yang digerakkan

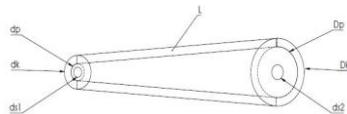
$$D_{s1} = \left[\frac{5,1}{T_g} K_t \cdot C_b \cdot T_1 \right]^{1/3} = 16,31 \text{ mm}$$

- Perbandingan Reduksi

$$i = \frac{n1}{n2} = 2$$

H. Perhitungan Pulley Dan Belt

Untuk penampang sabuk V tipe A, diameter minimum pulley yang diizinkan



Gambar 17. Transmisi

Tabel 6. Diameter Minimum Yang Diizinkan (mm)

Tipe Belt	A	B	C	D	E
Diameter minimum yang diizinkan (mm)	65	115	175	300	450

Menentukan diameter minimum pulley yang diizinkan menggunakan persamaan 2.7 maka yang dihasilkan sebagai Berikut :

- Diameter lingkaran jarak bagipulley penggerak (dp)

$$dp = 65 \text{ mm}$$

- Diameter lingkaran jarak bagi pulley yang digerakkan (Dp)

$$Dp = dp \cdot i = 130 \text{ mm}$$

- Diameter luar pulley penggerak

$$dk = dp + 2(k)$$

Dimana :

Nilai K dapat dilihat pada tabel 7

Tabel 7. Diameter Minimum Pulley Yang Diizinkan Dan Dianjurkan

Penampang sabuk-V	Diameter Nominal (diameter lingkaran jarak dp)	α (°)	β (°)	L_s	K	K_o	e	F
A	61 – 100	34	11,95		4,5	8,0	15,0	10,0
	101 – 125	36	12,12	9,2				
	126 atau lebih	38	12,30					
B	125 – 160	34	15,86	12,5	5,5	9,5	19,0	12,5
	161 – 200	36	16,07					
	201 atau lebih	38	16,29					
C	200 – 250	34	21,18	16,9	7,0	12,0	25,5	17,0
	251 – 315	36	21,45					
	316 atau lebih	38	21,72					
D	355 – 450	36	30,77					
	451 atau lebih	38	31,14	24,6	9,5	15,5	37,0	24,0

$$Dk = dp + 2(k) = 74 \text{ mm}$$

- Diameter luar pulley yang digerakkan

$$Dk = Dp + 2(k) = 139 \text{ mm}$$

- Kecepatan sabuk V

Kecepatan sabuk v dapat di tentukan

berdasarkan putaran motor yaitu sebagai berikut:

$$v = \frac{dp \cdot n_1}{60 \cdot 1000} = 1,62 \text{ m/s}$$

Panjang Keliling sabuk

Berdasarkan teori yang ada jarak sumbu poros harus 1,5 sampai 2 kali diameter pulley besar

$$C = 2 \times Dp = 260 \text{ mm}$$

Maka panjang keliling sabuk

$$L = 2C + \frac{\pi}{2}(Dp + dp) + \frac{1}{4c}(Dp - dp)^2$$

$$= 830,21 \text{ mm}$$

-Jarak sumbu poros

Jarak sumbu poros yang sebenarnya sebagai berikut :

$$C = \frac{b + \sqrt{b^2 - 8 \cdot (Dp - dp)^2}}{8}$$

Dimana

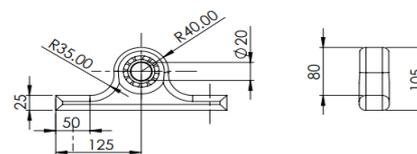
$$b = 2L - \pi(Dp + dp) = 1455,9 \text{ mm}$$

Maka Jarak sumbu poros adalah :

$$C = 362,51 \text{ mm}$$

I. Perhitungan Umur Bearing

Direncanakan dengan diameter dalam bearing = (16 mm)



Gambar 18. Model idealisasi Bearing

Menentukan diameter dalam bearing

$$L_{10h} = \lim_{n \rightarrow \infty} \left(\frac{c_1}{p} \right)^b \times \frac{10^6}{60n} = 147.976,02 \text{ jam kerja}$$

J. Perhitungan Berat Besi Siku Baja

Menentukan masa besi siku baja

$$P = 6 \text{ m}$$

$$l = 40 \text{ mm}$$

$$t = 40 \text{ mm}$$

Jadi berat yang diperoleh dari siku dengan ukuran 30×30× 6 adalah 237,762 kg.

K. Perhitungan Volume Hopper

Menentukan volume hopper menggunakan

$$V = \frac{1}{3} \pi r^2 h = 31,4 \text{ m}^3$$

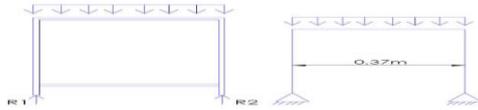
L. Analisis Kekuatan Rangka

Analisis yang dilakukan yaitu untuk mengetahui tingkat kekuatan rangka mesin dalam menerima beban. Analisis dilakukan dengan menggunakan software Solid Works Premium 2020, dan jenis beban yang diterima rangka yaitu beban statis. Untuk mengetahui lebih lanjut, maka akan ditampilkan spesifikasi rangka dari mesin ini yaitu sebagai berikut:

Tabel 8. Spesifikasi Rangka

Jenis rangka	Besi siku baja L30 ×30×30mm
Material	Besi siku baja
Kekuatan tarik	370 MPa
Massa jenis besi	7,874 g/cm ³
[12]	

Pada titik beban 1, analisis diagram benda bebas menunjukkan bahwa rangka menerima beban seberat 21 kg, menghasilkan gaya sebesar 196,13 N, dengan panjang rangka adalah 0,37 m.

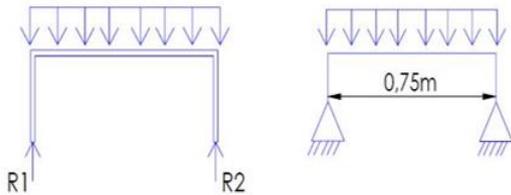


Gambar 19. (A) Model idealisasi rangka mesin
(B) FDB

$$\begin{aligned}\sum M_b &= 0 \\ R1 \times 0,37 &= 196,13 \times 0,37 \times 0,21 \\ R1 &= 40,16 \text{ N}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\sum M_a &= 0 \\ R2 \times 0,37 &= 196,13 \times 0,37 \times 0,20 \\ R2 &= 40,16 \text{ N}\end{aligned}$$

Dalam perhitungan diagram benda bebas pada titik 1, dimana rangka menerima beban seberat 37 kg, menghasilkan gaya sebesar 343,23 N dengan panjang rangka sebesar 0,37 m.

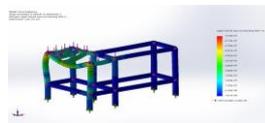


Gambar 20.. Model idealisasi rangka dan FBD

$$\begin{aligned}\sum M_b &= 0 \\ R1 \times 0,75 &= 343,23 \times 0,75 \times 0,75 \\ R1 &= 257,42 \text{ N}\end{aligned}$$

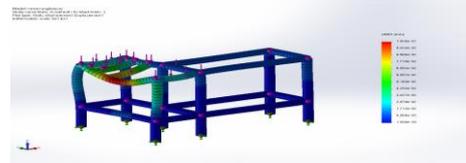
$$\begin{aligned}\sum M_a &= 0 \\ R2 \times 0,75 &= 343,23 \times 0,75 \times 0,75 \\ R2 &= 257,42 \text{ N}\end{aligned}$$

Hasil analisis area 1



Gambar 21. Hasil analisis Stress rangka pada pembebanan area 1

Dari gambar 21, dapat diamati bahwa tegangan tertinggi terjadi di area yang berwarna merah, mencapai 7319088 N/m², setara dengan 1,3 MPa, sedangkan tegangan terendah terdapat di area yang berwarna biru, dengan nilai tegangan sebesar 7621 N/m².



Gambar 22. Hasil Analisis Displacement Rangka pada Pembebanan area 1

Sementara itu, hasil analisis perpindahan menunjukkan bahwa perpindahan terbesar terjadi di area yang ditandai dengan warna merah, dengan besaran sebesar 8,566 mm.



Gambar 23. Hasil Analisis FactorOfSafety Rangka Pada Pembebanan Area 1

Berdasarkan analisis yang telah dilakukan, *factorofsafety* pada rangka dapat dihitung dengan persamaan sebagai berikut

$$\begin{aligned}SF &= \text{yieldstrength} / \text{tegangan normal} \\ SF &= 370\text{MPa} / 1,4 \text{ MPa} = 264,2\end{aligned}$$

Semakin tinggi nilai *factor of safety* maka semakin aman suatu konstruksi rangka dan Sementara itu *allowblestress* atau tegangan yang diizinkan pada rangka dapat diketahui dengan persamaan berikut :

$$\text{AllowbleStress} = 621 \times \text{yieldstress} = 869,4 \text{ MPa}$$

Berdasarkan hasil analisis, tegangan terbesar yang terjadi pada sisi pembebanan 1 rangka ini masih belum melewati batas *yieldstrength* dari material rangka tersebut, sehingga dapat dipastikan pembebanan pada bagian ini masih aman

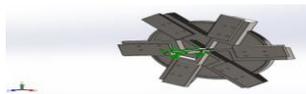
M. Hasil analisis mata pisau pencacah

Tabel 9. spesifikasi mata pisau

Material	Baja Karbon
KekuatanTarik	625000000 N/m ²
Kekuatan Luluh	530000000 N/m ²
MassaJenis	19.12679 kg/m ²

Pemberian Nominal Pembebanan dan Fixture

Analisa kekuatan material *tools* menggunakan *software* memberikan efek *fixture* pada permukaan *tools* pencacah yang mempunyai kontak dengan poros , sebagai penanda bahwa area tersebut tidak akan bergerak atau berubah bentuk pada saat proses analisis dilakukan.



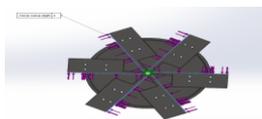
Gambar 24. pisau pencacah

Analisa Sumbu Y

Pada analisis *tools* pencacah menggunakan software, dilakukan analisis pada tiap sisi pisau yang terkena pembebanan, dikarenakan bentuk dari *tools* pencacah tersebut yaitu berbentuk lingkaran. Beban kerja yang akan dibebankan pada *tools* dihitung dari jumlah massa material yang akan diolah atau diproses oleh *tools* tersebut.

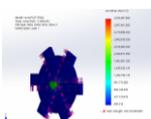
Pembebanan Pada *Tools* Pencacah

Tahap awal yang dilakukan dalam analisa pembebanan adalah memilih area yang akan dikenakan beban.



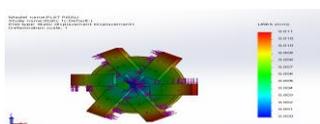
Gambar 25. Analisis area *tools* pisau pencacah

Kemudian memberikan pembebanan sebesar 4kg, yang diperoleh dari pengoperasian *tools* pencacah kacang dimana sekali proses pencacahan sebanyak 4kg.



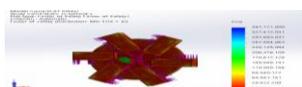
Gambar 26. Hasil Analisis Stres *tools* pisau pencacah

Terlihat pada gambar tersebut bahwa tegangan terbesar yang terjadi yaitu pada area berwarna merah dengan tegangan sebesar $3,925.007.500\text{N/m}^2$ atau $3,9250075\text{Mpa}$.



Gambar 27. Hasil analisis Displacement *tools* pisau pencacah

Hasil analisis displacement menunjukkan bahwa *displacement* terbesar yang terjadi ditunjukkan sebesar 0,011mm.



Gambar 28. Hasil analisis Factor of Safety *tools* pisau pencacah

Factor Of Safety distribusi minimum pada *tools* pencacah yang digunakan yaitu senilai 357.171.

Berdasarkan analisis yang telah dilakukan, *Factor Of Safety* pada *tools* pencacah.

$$SF = \frac{\text{yieldstrength}}{\text{tegangan normal}} = 63,22\text{MPa}$$

Semakin tinggi nilai *factor of safety* maka semakin aman suatu konstruksi rangka dan sementara itu tegangan yang diizinkan pada *tools* pencacah dengan tegangan yang diizinkan adalah $0,02 \cdot \text{yieldstress}$ atau $1,2644\text{MPa}$ ($0,02 =$ diameter *tools* pencacah dalam satuan meter)

Maka, dapat ditarik kesimpulan bahwa *tools* pencacah dengan jenis material baja karbon ini aman untuk digunakan karena tegangan maksimal yang di ijinakan sebesar $1,26\text{MPa}$, tidak melebihi batas *yieldstrength* dari material tersebut yaitu sebesar $248,168\text{MPa}$.

11. KESIMPULAN

Dari Kajian diatas, hasil Perancangan Mesin Pencacah Sampah Daun dan Ranting adalah sebagai berikut:

1. Gambar kerja mesin pencacah sampah daun dan ranting terdiri dari 20 gambar komponen dan 5 gambar *assembly*.
2. Berdasarkan perhitungan maka, dihasil spesifikasi dari mesin pencacah sampah daun dan ranting adalah Motor bakar bensin dengan daya 5,5 hp, Diameter bantalan atau poros $\varnothing 20\text{mm}$ dan kapasitas pencacah 240 kg/jam
3. Berdasarkan hasil perhitungan gaya pada mata pencacah sampah daun dan ranting adalah 257,42N, hasil simulasi gaya sebesar $3,925.007.500\text{N/m}^2$

REFERENSI

- [1] N. Galigging. 2021. *Perencanaan dan Uji Performa Alat Pencacah Sampah Organik Untuk Dimanfaatkan Sebagai Bahan Pupuk Kompos*. Universitas Islam Riau
- [2] R. Ruhayat. 2023. *Studi pengelolaan sampah terpadu skala kawasan Desa Ciangsana, Kecamatan Gunung Putri, Kabupaten Bogor*. Jurnal Pengelolaan Lingkungan Berkelanjutan (Journal Environ. Sustain. Manag, vol. 7, no. 2, pp. 199–214.
- [3] Z. M. Nasution, D. Y. Sari, R. A. Nabawi, dan R. Rifelino. 2022. *Metode Perancangan Produk Dalam Teknik Mesin*. J. Vokasi Mek., vol. 4, no. 3, pp. 20–29.
- [4] R. W. Pangestika, E. B. Syarif, . 2019. *Perancangan Sarana Pencacahan Sampah Daun*

- Kering di Taman Balai Kota Bandung Berdasarkan Aspek Visual*. Universitas Telkom
- [6] A. Sutrisna, Syawaladi, Dedikarni, dan J. Raharjo. 2019. *Design of Dry Leaves Shredder Machine Using Five Blades*. Journal of Renew. Energy Mech.
- [7] R. N. Natarajan, "Machine design," *Handb. Mach. Dyn.*, no. I, pp. 11–28, 2000, doi: 10.1038/042171a0.
- [9] D. D. Prasetyo dan N. A. Ariyanto. 2021. *Pembuatan poros roda mesin penggembur tanah*. Poltek Tegal
- [10] A. M. Rifa'i, 2022. *Proses Pembuatan Media Pembelajaran Dudukan Mesin Perombakan*. Snistek 4.