



## Rancang Bangun Animal Feed Grass Chopping Machine

Hafidh Jakahadiyuda Prawira<sup>1,\*</sup>, Dede Dwi Handoko<sup>2</sup>, Angger Bagus Prasetyo<sup>3</sup>

<sup>1,2,3</sup>Program Studi Teknik Mesin, Fakultas Teknologi Industri, Institut Teknologi Nasional  
Yogyakarta, Jalan Babarsari Caturtunggal Depok Sleman Yogyakarta, 55281

E2100190037@students.itny.ac.id

Diterima: 11 05 2023

Direvisi: 26 06 2023

Disetujui: 27 07 2023

### ABSTRAK

Para peternak setiap harinya memberi rumput kepada hewan ternak dengan jumlah yang bisa dikatakan cukup banyak untuk diolah sebagai bahan makan bagi hewan ternak mereka. Oleh karena itu jika rumput yang tersedia ini terdapat jumlah yang cukup banyak maka otomatis diperlukan waktu dan tenaga yang lebih banyak juga. Adapun tujuan dari perancangan mesin yang berjudul mesin pencacah rumput pakan ternak ialah menghitung dan merakit komponen pada mesin pencacah rumput, pada mesin ini, sistem transmisi tunggal dipilih karena terdiri atas sepasang pulley yang memiliki diameter 50.8 mm pada pulley motor dan 76.2 mm pada pulley yang bergerak. Untuk kapasitas produksi mesin pencacah rumput ini dirancang mampu memotong rumput sebanyak 50 kg/jam, ketajaman pisau perajang tersebut mampu memotong rumput dalam rentang waktu 10 sampai 12 jam per hari, untuk hasil ukuran dan panjang pemotongan rumput diusahakan agar seragam. Hasil analisis struktur menunjukkan nilai von mises stress maksimum sebesar  $1,2 \times 10^7 \text{ N/m}^2$ , dan umur fatik minimum sampai  $3 \times 10^2$  siklus. Hasil pengujian diperoleh potongan terkecil sebesar 2,1cm dan potongan terbesar sebesar 4,9 cm.

**Kata kunci:** Mesin pencacah rumput pakan ternak, Peningkatan Kualitas, Tingkat Produktivitas

### ABSTRACT

*Breeders provide grass to their livestock every day in a large enough amount to be processed as food for their livestock. Therefore, if there is a sufficient amount of available grass, it will automatically require more time and energy as well. The purpose of the design of a machine entitled a grass chopper is to calculate and assemble the components for a grass chopper. In this machine, a single transmission system was chosen because it consists of a pair of pulleys that have a diameter of 50.8 mm on the motor pulley and 76.2 mm on the moving pulley. The production capacity of this grass chopper is designed to be able to cut grass as much as 50 kg/hour, the skill of the chopper blade is capable of cutting grass within 10 to 12 hours per day. Keywords: Grass chopping machine, Quality improvement, Productivity level. The structural analysis' findings indicate that the minimum fatigue life is up to  $3 \times 10^2$  cycles, and the maximum von Mises stress is  $1.2 \times 10^7 \text{ N/m}^2$ . According to the test results, the smallest and largest fragments were 2.1 cm and 4.9 cm, respectively.*

**Keywords:** Forage grass chopper machine, Quality Improvement, Productivity Level.

## PENDAHULUAN

Rumput napier dan rumput uganda merupakan sebutan dari rumput gajah yang mempunyai usia yang panjang, tumbuh tegak dalam rumpun, dan mempunyai rimpang pendek [1]. Dapat tumbuh dari dataran rendah hingga daerah pegunungan. Mentolerir tanah yang cukup luas selama genangan air tidak terjadi. Tanggapan terhadap pupuk nitrogen dan membutuhkan perawatan yang cermat. Pemupukan dapat meningkatkan perkembangan akar. Rumput gajah merupakan tanaman tahunan yang membentuk rumpun 20-50 rimpang dengan diameter kurang lebih 2,3 cm. Tanaman rumput gajah sangat tegak dan lebat, dengan daun berbulu dan akar yang dalam menutupi batangnya. Tinggi batang 2-3 meter, lebar daun 1,25-2,50 cm, dan panjang daun 60-90 cm. Indonesia sudah memiliki banyak industri khususnya peternakan, antara lain sapi potong, sapi perah, kambing dan domba. Pakan merupakan kunci utama produktivitas produksi sesuai baku mutu yang berlaku. Contoh pakan yang dibutuhkan peternak adalah rumput dan pakan tambahan.

Seiring dengan kemajuan zaman dan kemajuan teknologi, telah banyak produk yang dihasilkan dan beredar luas di masyarakat kita. Beberapa dari produk ini dirancang untuk memudahkan tugas sehari-hari orang. Salah satu alat yang dapat mempermudah pekerjaan seseorang adalah mesin pemotong rumput atau mesin penghancur pakan ternak [2]. Mesin ini sangat membantu peternak dalam memenuhi kebutuhan pakan karena menghemat waktu, biaya dan tenaga yang sebelumnya dilakukan dengan cara tradisional. Mesin tersebut dirancang untuk membuat mesin pemotong rumput dengan kapasitas 50 kg/jam, sedangkan perhitungan dibuat untuk komponen mesin bensin, poros, katrol, dan sabuk-V [3].

Mesin penecacah rumput merupakan alat yang sangat dibutuhkan oleh para peternak khususnya di industri peternakan. Untuk memahami apa arti mesin pencacah rumput, pertama-tama kita harus memahami apa arti mesin pemotong rumput [5]. Pencacah berasal dari kata cacah, yang artinya menghancurkan, menghaluskan, dan membubarkan. Mesin pencacah ini, sifatnya sangat mirip dengan penggilingan benda, tetapi benda yang sudah dihaluskan tidak selamanya tidak berguna dibandingkan dengan sebelum dihaluskan/diparut. Namun, ada banyak barang yang nantinya akan lebih berguna setelah melalui proses yang disebut “pemurnian”, salah satunya adalah rumput yang akan dicacah dan diolah menjadi pakan ternak [4].

Mesin pencacah rumput gajah adalah alat yang digunakan untuk memotong atau mencacah rumput gajah menjadi beberapa bagian, baik potongan halus maupun potongan lepas setelah dimasukkan ke dalam mesin pencacah, sehingga pada saat dikeluarkan dari alat tidak akan sama bentuk dan ukurannya seperti semula. dimasukkan ke dalam alat dan digiling menjadi potongan-potongan kecil [6] dengan ukuran 6 sampai 8 cm. Berdasarkan penelitian ini, mesin pencacah rumput dirancang untuk membantu meminimalkan biaya operasional bagi pemelihara hewan untuk pemotongan rumput gajah.

Salah satu komponen dasar pada mesin pencacah rumput yang berfungsi sebagai penopang komponene lainnya adalah rangka. Tahapan utama sebelum melakukan proses manufakturnya adalah dengan analisis desain mesin. Hal tersebut dilakukan guna melihat dan menganalisis desain yang dibuat aman atau tidak [5] dan untuk meminimalisir biaya produksinya [6]. Analisis tegangan rangka dapat dilakukan menggunakan bantuan perangkat lunak CAD [7]. Selain itu perangkat lunak CAD memudahkan seorang designer dalam menganalisa rekayasa engineering [8]. Metode FEA merupakan salah satu metode yang digunakan dalam pemecahan analisis teknik menggunakan persamaan diferensial parsial [9].

Pada penelitian sebelumnya melakukan uji simulasi FEA menggunakan *software ANSYS 19.2* dengan metode FEA pada *cassava chopper machine* menggunakan material mild steel. Hasil tegangan yang diperoleh  $1,06 \times 10^7$  MPa. Nilai tersebut masih berada dibawah tegangan luluh materialnya [5]. Fatik merupakan salah satu jenis kegagalan pada sebuah komponen yang diakibatkan beban dinamik yang fluktuatif yang terjadi secara berulang dalam kurun waktu yang sangat lama [10]. Penelitian sebelumnya menganalisis fatigue life pada landing gear pesawat UAV dengan menggunakan metode FEA, material yang digunakan adalah paduan aluminium 6061. Hasilnya menunjukkan main landing gear memiliki umur *fatigue* minimum hingga  $3,5 \times 10^7$  siklus. Artinya rangka main landing gear mampu menahan beban hingga siklus tersebut. Berdasarkan permasalahan yang kami uraikan diatas, tujuan penelitian ini adalah untuk analisis struktur untuk memperoleh nilai von mises stress, deformasi, strain safety factor, analisis fatigue dan uji kinerja mesin pencacah rumput.

## METODE PENELITIAN

Penelitian ini akan dibagi menjadi beberapa tahapan untuk memudahkan dalam proses pengerjaannya, tahapan pertama yakni desain, tahapan kedua adalah proses manufakturnya dan tahapan terakhir adalah pengujiannya. Tahapan desain sangat diperlukan guna menganalisis desain yang akan dibuat aman atau tidak selama proses pencacahan berlangsung [8]. Kriteria yang perlu diperhatikan dalam menentukan desainnya terletak pada tegangan von mises stressnya [11], [12]. Nilai tegangan sudatu desain dikategorikan gagal apabila nilai tersebut melebihi dari kekuatan materialnya [7].

Material pada mesin pencacah rumput ini menggunakan bahan mild steel dengan spesifikasi material dapat dilihat pada Tabel 1. Jenis mesh yang digunakan pada pemodelan simulasi rangka mesin pencacah singkong adalah *tetrahedral mesh* [13], [14], karena jenis *mesh* ini sangat mudah dan dapat melakuka pembagian domain desain yang kompleks [15]–[17]. Aspek ratio pada pemodelan simulasi rangka mesin pencacah rumput dapat dilihat pada Tabel 2. Setelah dilakukan analisis desain, tahapan berikutnya adalah analisis teknik dengan bentuan persamaan dibawah ini. Secara keseluruhan tahapan dapat dilihat pada Gambar 1. Selanjutnya, tahapan pengujian dengan melakukan pengujian sebanyak 5 kali, dengan kecepatan 1000 rpm-2500rpm, dan masing masing pengujian diambil 10 sampel untuk diukur panjang cacahannya, tujuannya dilakukan pengujian ini untuk memperoleh cacahan yang memiliki tingkat kehalusan rajangan.



(a)



(b)

**Gambar 1.** Tahapan proses (a) proses pembuatan, (b) proses pengujian

**Tabel 1.** Spesifikasi material mild steel rangka mesin pencacah rumput

Nama	Nilai
Elastic Modulus	$2 \times 10^9$ N/m <sup>2</sup>
Poisson Ratio	0,31 N/A
Shear Modulus	$3,189 \times 10^8$ N/m <sup>2</sup>
Mass Density	7750 Kg/m <sup>3</sup>
Tensile Strength	$4 \times 10^8$ N/m <sup>2</sup>
Yield Strength	$3,2 \times 10^8$ N/m <sup>2</sup>
Thermal Conductivity	0,2256 W/(m.K)
Specific Heat	1386 J/(kg.K)

### Persamaan Perhitungan Komponen Mesin

Persamaan-persamaan perhitungan komponen pada mesin pencacah rumput dapat ditulis sebagai berikut:

#### Daya Motor

Perhitungan daya motor penggerak ( $P_d$ ) dapat dihitung dengan menggunakan persamaan yang digunakan sebagai berikut:

$$P_d = F_c \cdot P \quad (1)$$

Keterangan:

- Pd : Daya motor penggerak  
Fc : Daya rencana faktor koreksi  
P : Daya Mesin

#### Poros

Poros merupakan penyalur transmisi daya dari satu komponen ke komponen yang lain. Daya tersebut berasal dari gaya tangensial dan momen torsinya. Poros transmisi akan mengalami hal yang bernama beban puntir berulang kali, beban lentur secara berganti-ganti ataupun bisa juga keduanya. Momen puntir/torsi yang terdapat poros ini dapat diketahui lewat cara di bawah ini:

$$T = 9,74 \cdot 10^5 \cdot \frac{pd}{n} \quad (2)$$

Keterangan:

- T : Torsi pada motor  
Pd : Daya motor penggerak  
n : Kecepatan putaran motor

Adapun momen puntir T/torsi yang terdapat pada suatu diameter poros d (mm), maka tegangan geser  $\tau$  (kg/mm<sup>2</sup>) yang terjadi adalah :

$$\tau = \frac{5,1 \cdot T}{d^3} \quad (3)$$

Keterangan:

- $\tau$  : Tegangan geser  
Pd : Daya motor penggerak  
T : Torsi pada motor  
d : Diameter *pulley* kecil

#### Pulley

Untuk diameter *pulley* besar dan diameter *pulley* kecil 80, maka dapat dicari angka transmisi sebagai berikut :

$$I = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_1}{d_2} \quad (4)$$

Keterangan:

- $n_1$  : Putaran *Pulley* besar  
 $d_1$  : Diameter *Pulley* besar  
 $n_2$  : Putaran *Pulley* kecil  
 $d_2$  : Diameter *Pulley* kecil

#### V-Belt

Diketahui jarak antara kedua *pulley* (x) dengan diameter *pulley* besar ( $D_1$ ) dan diameter poros *pulley* kecil ( $D_2$ ), maka dapat dicari dengan cara sebagai berikut :

$$L = [3,14 (R_1 + R_2) + 2x + \frac{(R_2 - R_1)^2}{(d)^3}] \quad (5)$$

Dimana:

- $R_1$  : Jari-jari *Pulley* besar  
x : Jarak Kedua *Pulley*  
 $R_2$  : Jari-jari *Pulley* kecil  
d : Diameter *Pulley* kecil

### HASIL DAN PEMBAHASAN

#### Analisis Struktur dan analisis Fatigue Life Rangka Mesin Pencacah Rumput

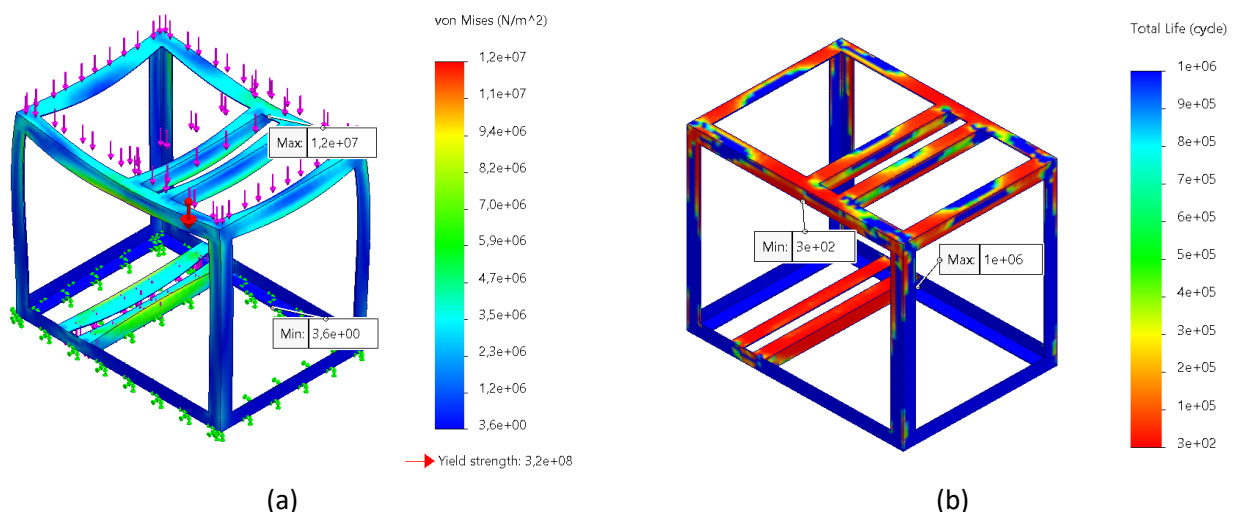
Menurut teori tegangan maksimum menyatakan bahwa material getas akan mengalami kegagalan ketika prinsip tegangan maksimum melebihi kekuatan tarik maksimumnya [18]. Sedangkan teori Mohr Columb menyatakan bahwa kegagalan material getas dapat diprediksi dengan membandingkan tegangan prinsip maksimum dengan kekuatan tarik maksimum. Tegangan prinsip minimum dengan kekuatan tekan maksimum [18]

Distribusi tegangan suatu desain dapat diketahui dengan melakukan pemodelan simulasi analisis struktur [19]. Menurut teori energi deformasi, material ulet gagal ketika tegangan *von mises* maksimum melebihi kekuatan luluh material. Kriteria *von mises* menyatakan bahwa bahan ulet menghasilkan ketika invarian dari dua tegangan deviatorik mencapai nilai kritis. Teori *von mises* adalah teori plastisitas yang paling dapat diterapkan pada material ulet, khususnya material logam [18].

**Tabel 2.** Hasil mesh menggunakan *software solidwork 2022*

Study Name	Static
Detail Mesh	Solid Mesh
Max Element Size	23,4048 mm
Min Element Size	23,4048 mm
Mesh Quality	High
Total Nodes	19712
Total Element	8913
Aspect Ratio	0,797

Gambar 3a. Menunjukkan hasil simulasi pemodelan rangka mesin pencacah rumput terhadap beban impact sebesar 500N. Tegangan maksimumnya sebesar  $1,2 \times 10^7 \text{ N/m}^2$  berada dibawah kekuatan luluh (yield strength) material *mild steel* yaitu sebesar  $3,2 \times 10^8 \text{ N/m}^2$ . Hal ini menunjukkan siklus komponen rangka mesin pencacah rumput tidak mengalami akibat adanya beban impact. Di bawah pembebanan dinamis atau siklik, material mungkin gagal bahkan jika tegangan von Mises maksimum kurang dari kekuatan luluh material. Kegagalan ini terjadi karena material mengalami kelelahan (fatigue). Fatigue adalah kegagalan yang terjadi akibat pembebanan berulang dalam jangka waktu yang lama. Sebagian besar kegagalan ini terjadi karena fluktuasi yang disebabkan oleh adanya tegangan tarik dan tekan pada material. Urutan terjadinya proses kelelahan adalah inisiasi retak, pertumbuhan retak, dan akhirnya kegagalan. Kegagalan kelelahan berbeda dengan kegagalan yang disebabkan oleh tegangan statis. Kegagalan kelelahan terjadi ketika stres pada suatu titik berubah seiring waktu. Oleh karena itu, penting untuk mengidentifikasi metode pemuatan yang dapat direproduksi setelah bersepeda. Ini berarti bahwa jenis beban kelelahan menentukan bagaimana beban diulang dari waktu ke waktu [18]. Hasil pemodelan simulasi pada Gambar 3b. menunjukkan rangka mesin pencacah memiliki umur fatik minimum sampai  $3 \times 10^2$  siklus. Hal ini menunjukkan material rangka mesin pencacah rumput mampu menahan beban minimum hingga  $3 \times 10^2$  siklus.



**Gambar 3.** Pemodelan simulasi rangka mesin pencacah rumput (a) von mises stres (b) fatigue life

### Analisis Teknik

Setelah dilakukan uji analisis struktur dan *fatigue life*, maka tahapan selanjutnya adalah analisis teknik guna menentukan spesifikasi teknis mesin pencacah rumput [20]. Tahapan ini akan dilakukan perhitungan meliputi daya motor penggerak, pulley, v-belt

### Daya Motor Penggerak

Daya rencana faktor koreksi ( $f_c$ ) yang dibuat adalah 0,25 dengan daya motor ( $P$ ) 19.15 kw, oleh karenanya besar daya yang dibuat adalah :

$$\begin{aligned}Pd &= F_c \times P \\Pd &= 0,25 \times 19.15 \text{ kw} \\Pd &= 4.78 \text{ kw} \\Pd &= 6.5 \text{ HP}\end{aligned}$$

Berdasarkan perhitungan daya yang dibuat oleh mesin pencacah rumput pakan ternak ini adalah sebesar 6.5 HP.

### Kecepatan motor

Direncanakan Frekuensi 50 Hz dan P (kutub) berjumlah 4 buah.

$$\begin{aligned}n_2 &= \frac{F \times 120}{P} \\n_2 &= \frac{50 \times 120}{4} \\n_2 &= 1500 \text{ Rpm}\end{aligned}$$

### Pulley

Untuk diameter *pulley* besar diketahui 76.2 mm dan diameter *pulley* kecil 50.8 mm maka dapat dicari angka transmisi sebagai berikut :

$$\begin{aligned}I &= n_1/n_2 = d_1/d_2 \\I &= n_1/n_2 = (76.2 \text{ mm})/(50.8 \text{ mm}) \\I &= 1.5:1\end{aligned}$$

Jadi untuk perbandingan angka transmisi adalah 1.5:1

- Kecepatan putaran *pulley* :

$$\begin{aligned}\frac{n_2}{n_1} &= \frac{d_1}{d_2} & i_1 &= \frac{n_2}{n_1} = \frac{D_p}{d_p} \\ \frac{1500}{n_1} &= \frac{76.2 \text{ mm}}{50.8 \text{ mm}} & i &= \frac{n_2}{n_1} = \frac{1500 \text{ Rpm}}{1000 \text{ Rpm}} \\ n_1 &= \frac{1500 \times 50.8 \text{ mm}}{76.2 \text{ mm}} & i &= 1.5:1 \\ &= 1000 \text{ Rpm}\end{aligned}$$

Jadi, untuk perbandingan  $D_p:d_p$  adalah 1.5:1

### Poros

#### Torsi pada poros

Momen puntir yang terjadi pada poros dapat diketahui dengan cara sebagai berikut:

$$\begin{aligned}T &= 9,74 \cdot 10^5 \cdot \frac{pd}{n} \\T &= 9,74 \cdot 10^5 \cdot \frac{6.5}{1500} \\T &= 4.220 \text{ kg.mm}\end{aligned}$$

#### Tegangan geser pada poros

Adapun momen puntir  $T$ /torsi yang terdapat pada suatu diameter poros  $d$  (mm), maka tegangan geser  $\tau$  (kg/mm<sup>2</sup>) yang terjadi adalah :

$$\begin{aligned}\tau &= \frac{5.1 \cdot T}{d^3} \\ \tau &= \frac{5.1 \times 4.220 \text{ Kg/mm}}{(50.8 \text{ mm})^3}\end{aligned}$$

$$\tau = 164 \text{ Kg/mm}^2$$

### V-Belt

V-belt yang digunakan dalam perencanaan terbuat dari karet dengan densitas  $1,14 \times 10^3 \text{ kg/mm}^3$  (Khurmi, hal 680), berikut adalah data perhitungan mesin pencacah rumput yang telah direncanakan sebelumnya:

- Torsi : 4.220 kg.mm
- Tegangan geser pada poros :  $164 \text{ kg/mm}^2$
- Putaran motor (n) : 1500 rpm
- Diameter Pulley kecil ( $D_1$ ) : 50.8 mm
- Diameter Pulley besar ( $D_2$ ) : 76.2 mm
- Jarak Kedua Pulley (x) : 556 mm

### Panjang V-Belt

Diketahui jarak antara kedua pulley (x) adalah 556 mm dengan diameter pulley besar ( $D_1$ ) adalah 76.2 mm dan diameter poros pulley besar ( $D_2$ ) adalah 50.8 mm. maka dapat dicari dengan cara sebagai berikut :

$$L = [3,14 (R_1 + R_2) + 2x + \frac{(R_2 - R_1)^2}{(d)^3}]$$

$$L = [3,14(25,4\text{mm} + 38,1\text{mm}) + \frac{(38,1 - 25,4)^2}{(50,8)^3}]$$

$$L = 1311.391 \text{ mm}$$

$$L = 131.139 \text{ cm}$$

Jadi, panjang sabuk yang dibutuhkan adalah 131.139 cm.

$$a = \text{Arcsin} \frac{(R_2 - R_1)}{x}$$

$$a = \text{Arcsin} \frac{(38,1 - 25,4)}{556}$$

$$a = \text{Arcsin} 0,022$$

$$a = 1.260$$

$$\theta_2 = n + 2a \quad \theta_1 = n - 2a$$

$$= 180^\circ + 2 \times 1.26^\circ = 180^\circ + 2.52^\circ$$

$$= 182.54^\circ$$

$$= 180^\circ - 2.54^\circ = 177.46^\circ$$

### Pengujian Mesin

Tahapan setelah analisis teknik yakni uji coba mesin. Proses ini akan dilakukan uji dengan kecepatan 1000rpm, 1500rpm, 200rpm dan 2500rpm. Masing-masing pengujian akan diambil 10 sampel untuk dilakukan pengukuran panjang hasil cacahan. Hasilnya ditunjukkan pada Tabel 3.

**Tabel 3.** Pengujian

Sampel	Panjang Rumput Sebelum dipotong (cm)				Panjang Rumput Sesudah Dipotong (cm)			
	1000 rpm	1500rpm	2000rpm	2500rpm	1000 rpm	1500rpm	2000rpm	2500rpm
1	20	20	20	20	4,5	3,9	3,2	2,5
2					4,1	3,9	3,4	2,2
3					4,3	3,8	3,3	2,4
4					4,6	3,9	3,5	2,3
5					4,9	3,7	3,4	2,3
6					4,4	3,9	3,3	2,4
7					4,3	4,0	3,1	2,5
8					4,6	4,2	3,2	2,1
9					4,4	4,0	3,4	2,2
10					4,5	3,8	3,2	2,4

Berdasarkan hasil beberapa percobaan, diperoleh hasil potongan rumput terkecil sebesar 2,1 cm dengan kecepatan sebesar 2500rpm, sedangkan potongan rumput terbesar sebesar 4,9 cm dengan kecepatan sebesar 1000rpm. Hasil ini menunjukkan bahwa kecepatan putaran mesin berpengaruh terhadap hasil cacahan mesin rumput.

#### KESIMPULAN

Hasil perancangan mesin pencacah rumput pakan ternak memiliki dimensi yang ekonomis. Pengoperasian mesin sangat mudah dan hanya membutuhkan tenaga 1 orang operator. Kapasitas mesin pencacah rumput pakan ternak mencapai maksimum 50 kg per jam rumput, ukuran mesin keseluruhan dengan panjang 700x500x700 mm, menggunakan sebuah tenaga penggerak yang berupa motor bensin dengan besar 6.5 HP, rangka menggunakan profil segi empat *hollow* 40x40x2 mm sistem transmisi mesin pencacah rumput pakan ternak menggunakan sepasang *pulley* penggerak berdiameter 76.2 mm dan *pulley* poros 50.8 mm. Hasil analisis struktur menunjukkan nilai von mises stress maksimum sebesar  $1,2 \times 10^7 \text{ N/m}^2$ , dan umur fatik minimum sampai  $3 \times 10^2$  siklus. Hasil pengujian diperoleh potongan terkecil sebesar 2,1cm dan potongan terbesar sebesar 4,9 cm.

#### UCAPAN TERIMA KASIH

Penulis mengucapkan terimakasih kepada Bapak Dosen Pembimbing yang dengan sabar membimbing kami menyelesaikan laporan perancangan 2 kami. Sehingga kami dapat menyelesaikan laporan perancangan dengan tepat waktu. Kemudian tak lupa, kami sampaikan kepada Bapak Sartono sudah membantu menyelesaikan pembuatan mesin yang kami desainkan.

#### DAFTAR PUSTAKA

- [1] N. Sari, I. Salim, and M. Achmad 2018. Uji Kinerja Dan Analisis Biaya Mesin Pencacah Pakan Ternak (Chopper). *J. Agritechno*, vol. 11, no. 2, pp. 113–120.
- [2] S. Sularso and Kiyokatsu, 1987. *Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin*, 1 th. Jakarta: Pradnya Paramita,.
- [3] S. Sularso and Kiyokatsu, 2002. *Design of Machine Elements*. Jakarta: PT Pradya Pramita.
- [4] U. Panjaitan. 2020. Perancangan Mesin Pencacah Rumput Multifungsi Dengan Metode Vdi 2221. *Presisi J. Tek. Mesin*, vol. 22, no. 1, pp. 65–78.
- [5] F. Arifin, M. S. Alaydrus, and A. B. Prasetyo, 2023. Desain dan analisis Cassava Chopper Machine Desain dan Analisis Cassava Chopper Machine,” *Angkasa J. Ilm. Bid. Teknol.*, vol. 15, no. 1, pp. 97–102.
- [6] A. B. Prasetyo, K. A. Sekarjati, and I. P. A. Assagaf, Sutrisna, 2021. Analisis Frekuensi Natural Velg Ring 16 Menggunakan Finite Element Method. in *Prosiding Nasional Rekayasa Teknologi Industri dan Informasi XVII Tahun 2022 (ReTII)*, 2022, vol. 2022, no. November 2021, pp. 354–359.
- [7] A. B. Prasetyo and K. A. Sekarjati, 2022. Finite Element Simulation of Power Weeder Machine Frame. *Indones. J. Comput. Eng. Des.*, vol. 4, no. 2, pp. 26–34,
- [8] A. B. Prasetyo, K. A. Sekarjati, and S. Haryo. 2022. Design And Analysis of The Effect of Variation Of compression Force on Allen Key Using Finite Element Analysis Method. *SJME Kinemat.*, vol. 7, no. 1, pp. 39–52, 2022, doi: 10.20527/sjmekinematika.v7i.
- [9] A. B. Prasetyo and F. Fauzun. 2018. Numerical study of effect of cooling channel configuration and size on the product cooling effectiveness in the plastic injection molding. *MATEC Web Conf.*, vol. 197, pp. 8–11, doi: 10.1051/mateconf/201819708019.
- [10] L. A. N. Wibawa, K. Diharjo, W. W. Raharjo, and B. H. Jihad, 2020. The effect of fillet radius and length of the thick-walled cylinder on von Mises stress and safety factor for rocket motor case. in *AIP Conference Proceedings*, vol. 2296, no. November, pp. 1–8, doi: 10.1063/5.0030329.
- [11] R. G. Karmankar. 2017. Analysis of Von- Mises-Stress for Interference Fit and Pull- Out States By Using Finite Element Method. *Int. Res. J. Eng. Technol.*, vol. 4, no. 11, pp. 1367–1374. doi: 10.13140/RG.2.2.26447.79520.
- [12] A. B. Prasetyo, K. A. Sekarjati, and Sutrisna, 2023. Numerical analysis of the influence iron type on Von Mises Stress and safety parameters for compost processing machine frame construction,” *IOP Conf. Ser. Earth Environ. Sci.*, vol. 1151, no. 1, doi: 10.1088/1755-1315/1151/1/012058.
- [13] A. B. Prasetyo, A. A. Azmi, D. S. Pamuji, and R. Yaqin. 2019. Pengaruh Perbedaan Mesh Terstruktur dan Mesh Tidak Terstruktur Pada Simulasi Sistem Pendinginan Mold Injeksi Produk Plastik,” *Pros. Nas. Rekayasa Teknol. Ind. dan Inf. XIV Tahun 2019*, vol. 2019, no. November, pp. 400–406,.
- [14] A. B. Prasetyo, F. Fauzun, A. A. Azmi, and S. H. Yaqin, Rizqi Ilmal, Pranoto, 2020. ANALISIS KESERAGAMAN PENDINGINAN PRODUK PLASTIK INJEKSI MOLDING DENGAN VARIASI SISTEM PENDINGIN, *J. Penelit. Saintek*, vol. 25, no. 2, pp. 173–183, doi: 10.21831/jps.v25i2.34574.
- [15] A. B. Prasetyo and K. A. Sekarjati, 2022. Analisis Struktur Desain Pisau Pengupas Tempurung Kelapa. in *Seminar Nasional Riset & Inovasi Teknologi*, 2, pp. 417–423.



- [16] A. B. Prasetyo, F. Fauzun, A. A. Azmi, and R. I. Yaqin, 2021. Studi Numerik Kontur Pola Aliran Fluida Pendinginan Pada Mold Injeksi Molding. *Infotekmesin*, vol. 12, no. 1, pp. 104–109, doi: 10.35970/infotekmesin.v12i1.493.
- [17] A. B. Prasetyo, “Manutech : Jurnal Teknologi Manufaktur Analisis Numerik Perpindahan Panas Pada Saluran Pendingin Plastik Injeksi Molding Menggunakan Polyhedral Mesh. *Teknol. manufaktur*, vol. 11, no. 02, pp. 70–79, 2019, doi: <https://doi.org/10.33504/manutech.v11i02.113>.
- [18] L. A. . Wibawa, “Fatigue life simulation of main landing gear frame using the finite,” *Ansys Din. Tek. Mesin*, vol. 10, no. 2, pp. 120–126, 2020, doi: <https://doi.org/10.29303/dtm.v10i2.337>.
- [19] X. Chen and Y. Liu, *Finite element modeling and simulation with ANSYS workbench*. London: CRC Press Taylor & Francis Group, 2019.
- [20] W. K. Sugandi, A. Yusuf, J. Raya, and B. K. Jatinangor, 2017. Technical Analysis and Performance Tests Land Hole Machine for Watering Response. *J. Teknotan*, vol. 11, no. 2, pp. 24–33, doi: DOI : 10.24198/jt.vol11n2.3 24.