

Desain dan Analisis Cassava Chopper Machine

Faris Arifin¹, Muhammad Salim Alaydrus², Angger Bagus Prasetyo^{3,*}

^{1,3}Program Studi Teknik Mesin, Institut Teknologi Nasional Yogyakarta, Indonesia

Article Info

Article history:

Received May 11, 2023

Accepted May 26, 2023

Published May 30, 2023

Keywords:

Metode element hingga
Nilai regangan
nilai keamanan

ABSTRAK

Salah satu teknologi tepat guna sangat dibutuhkan oleh konsumen adalah mesin pengolah makanan seperti irisan ubi terutama untuk meningkatkan kualitas produksi dan hasil. Pada tahapan penelitian ini, terlebih dahulu akan dilakukan uji analisis struktur menggunakan metode finite element, selanjutnya tahap manufaktur dan pengujian. Pada tahap pengujian nanti akan diuji sebanyak lima kali, dan masing-masing pengujian diambil lima sampel untuk diukur tingkat ketebalan singkong yang dirajang. Hasil analisis struktur diperoleh nilai von mises stres maximum pada simulasi rangka mesin perajang singkong sebesar $1,06 \times 10^7$ MPa. Nilai displacement pada simulasi rangka mesin perajang singkong sebesar 1,08x101 mm. Nilai Strain pada simulasi rangka mesin perajang singkong sebesar 3,04x105 mm. Nilai safety factor pada simulasi rangka mesin perajang singkong sebesar 23,42. Nilai keamanan tersebut masuk pada kriteria aman saat dioperasikan. Pemotongan terkecil pada kecepatan 2850rpm dengan ketebalan sebesar 0,5 mm, sedangkan pemotongan terbesar pada kecepatan 1650rpm



Corresponding Author:

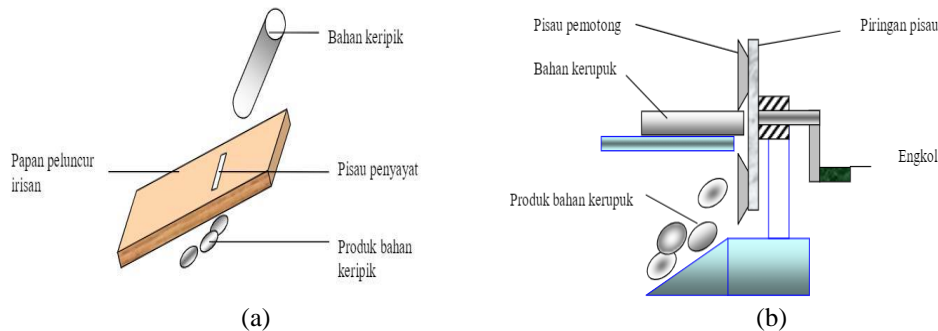
Angger Bagus Prasetyo
Program Studi Teknik Mesin,
Institut Teknologi Nasional Yogyakarta,
Jl. Babarsari Caturtunggal, Depok, Sleman, Yogyakarta 55281, Indonesia.
Email: *angger.bagus@itny.ac.id

1. PENGANTAR

Dalam era globalisasi, menuntut orang untuk berfikir kreatif dan berperan aktif dalam berinovasi guna menghasilkan produk yang memiliki kualitas. Sudah banyak pelaku usaha yang berlomba-lomba dalam mengembangkan teknologi yang mempunyai nilai ekonomis dan memiliki manfaat. Pada saat ini, sudah banyak peralatan bantu yang dibuat orang untuk memudahkan dalam proses produksinya. Selain menuntut proses kerja yang cepat juga hasil produksinya yang memiliki kualitas yang baik, biaya rendah dan memenuhi permintaan konsumen sehingga produksinya dapat berjalan terus. Salah satu teknologi tepat guna sangat dibutuhkan oleh konsumen adalah mesin pengolah makanan seperti irisan ubi [1], terutama untuk meningkatkan kualitas produksi dan hasil. Secara umum singkong merupakan produk yang sangat umum di pasaran, sejenis makanan ringan dan lauk pauk yang sangat digemari masyarakat.

Ada beberapa cara untuk mengiris atau memotong ubi, diantaranya dengan menggunakan cara manual dan otomatis [2]. Cara pengirisan ubi secara manual, hasil yang diperoleh ketebalan yang bervariasi, hal ini dipengaruhi oleh tingkat keahlian dan kebiasaan sipekerja melakukan pengirisan, sehingga pengerjaan tersebut sangatlah kurang efisien dan membutuhkan waktu lama dan tenaga kerja yang banyak [3], sedangkan cara otomatis dapat meminimalisir waktu pemotongan dan hasilnya dengan ketebalan yang hampir sama [4]. Pada penelitian sebelumnya, memiliki pisau pengiris singkong bertipe vertikal dengan jumlah pisau sebanyak 4 buah dengan metode deskriptif eksplanatori, hasilnya menunjukkan tingkat kerusakan sebesar 9,76% dan tingkat keseragaman sebesar 64,2% [5], hal ini membuktikan pisau vertikal yang digunakan masih perlu dimodifikasi guna mendapatkan hasil kerusakan sesuai standart SNI 0838 tahun 2014. untuk Hal tersebut menjadi latar belakang munculnya ide untuk membuat rekayasa desain mesin perajang singkong dengan tujuan untuk membantu para produsen kripik singkong yang ada di Daerah Yogyakarta guna mendapatkan

tebal irisan dibawah 1mm. Pada mesin ini menggunakan penutup stainless steel, kemudian pisau yang dapat diatur ketebalannya, selain itu dilengkapi dengan alat pendorong agar tidak terjadi kecelakaan saat memasukkan singkong dalam mesin.



Gambar 1. (a) Pengiris Singkong Dengan Papan Pisau (b) Mesin Pengiris Singkong Manual

Mesin perajang singkong memiliki komponen dasar yang berfungsi untuk menopang komponen-komponen lainnya yaitu rangka mesin. Dalam membuat mesin perajang singkong, tahapan utamanya adalah pembuatan desain mesin dengan teknologi modern. Optimasi desain sangat diperlukan guna meminimalisir biaya dalam proses manufakturnya [6]. Untuk menganalisis tegangan pada rangka mesin perajang singkong menggunakan metode *Finite Element Analysis* (FEA) [7]. Pada penelitian sebelumnya melakukan simulasi FEA menggunakan software Inventor 2020 dengan metode finite element analysis pada mesin pengolah ubi kayu dengan material ASTM A500. Hasil penelitiannya menunjukkan tegangan *von mises stress* yang muncul pada pembebanan 490,5 N. Nilai tegangan yang didapatkan sebesar 17,68 Mpa. Nilai tegangan tersebut lebih kecil dari nilai *yield strength* material ASTM A500 [8]. Berdasarkan permasalahan diatas, tujuan penelitian ini adalah menganalisis struktur pada rangka mesin perajang singkong guna mendapatkan nilai tegangan *von mises stress*, deformasi, *strain*, *safety factor* dan uji kinerja mesin perajang singkong.

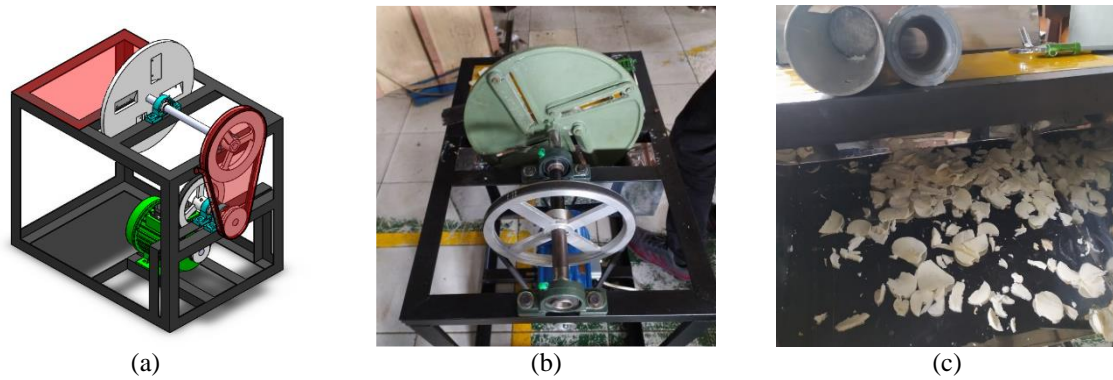
2. METODE PENELITIAN

Pada penelitian ini akan dibagi menjadi beberapa tahapan untuk meperoleh hasil yang diinginkan, diantaranya adalah tahapan desain, tahap manufakturnya dan tahapan pengujian. Pada tahapan utama sebelum dilakukan proses manufaktur, yakni desain 3D dengan menggunakan bantuan perangkat lunak *Solidwork* 2022. Tahapan desain sangat diperlukan guna mendapatkan hasil yang maksimal dan meminimalisir pengeluaran biaya yang harus dikeluarkan [9]. Dalam tahapan desain ini, mesin akan dianalisis statik strukturnya guna memastikan desain yang dibuat memenuhi kriteria yang diinginkan [10]. *Von mises* dikatakan gagal apabila nilai tegangan *von mises stress*-nya melebihi dari kekuatan materialnya [11]. Kriteria utama dalam menentukan desain yang dibuat aman atau tidaknya terletak pada tegangan *von mises stress*-nya [12].

Material rangka mesin menggunakan bahan *carbon steel* dengan spesifikasi material dapat dilihat pada Tabel 1. Pada pemodelan simulasi rangka mesin perajang singkong menggunakan jenis *tetrahedral mesh*. Pemilihan tersebut dikarenakan *tetrahedral mesh* memiliki kelebihan dapat membagi geometri yang kompleks [13]. Secara keseluruhan aspek ratio mesh yang digunakan pada penelitian ini dapat dilihat pada Tabel 1. Setelah dilakukan analisis desain maka dilakukan analisis teknik berupa tahapan elemen mesin sesuai dengan konsep perancangan mesin yang ditentukan. Setelah tahapan analisis teknik, yakni tahapan proses pembuatan mesin perajang singkong seperti yang ditunjukkan pada Gambar 3. Selanjutnya, tahap pengujian, kecepatan putar motor listrik sebesar 1650-2850 rpm, mata pisau yang digunakan berjumlah 3 buah, pengujian akan dilakukan sebanyak 5 kali, dan masing-masing pengujian diambil 5 sampel untuk diukur tingkat ketebalannya, tujuannya dilakukan pengujian ini adalah untuk mendapatkan rajangan singkong yang miliki tingkat ketipisan yang paling tinggi.

Tabel 1. Spesifikasi Material *Carbon Steel* Rangka Mesin

Nama	Nilai
<i>Elastic Modulus</i>	$2e+11 \text{ N/M}^2$
<i>Poisson Ratio</i>	0,32 N/A
<i>Shear Modulus</i>	$7,6e+10 \text{ N/M}^2$
<i>Mass Density</i>	7800 kg/m^3
<i>Tensile Strength</i>	482549000 N/M^2
<i>Yiled Strength</i>	248168000 N/M^2
<i>Thermal Expansion Coefficient</i>	$1,2e-5 \text{ K}$
<i>Thermal Conductivity</i>	30 W/(m.K)
<i>Specific Heat</i>	500 J/(kg.K)



Gambar 2. (a) Desain mesin perajang singkong, (b) Pembuatan Mesin Perajang Singkong (c) Pengujian Mesin Perajang Singkong

Tabel 2. Hasil Mesh menggunakan *Software Solidwork 2022*

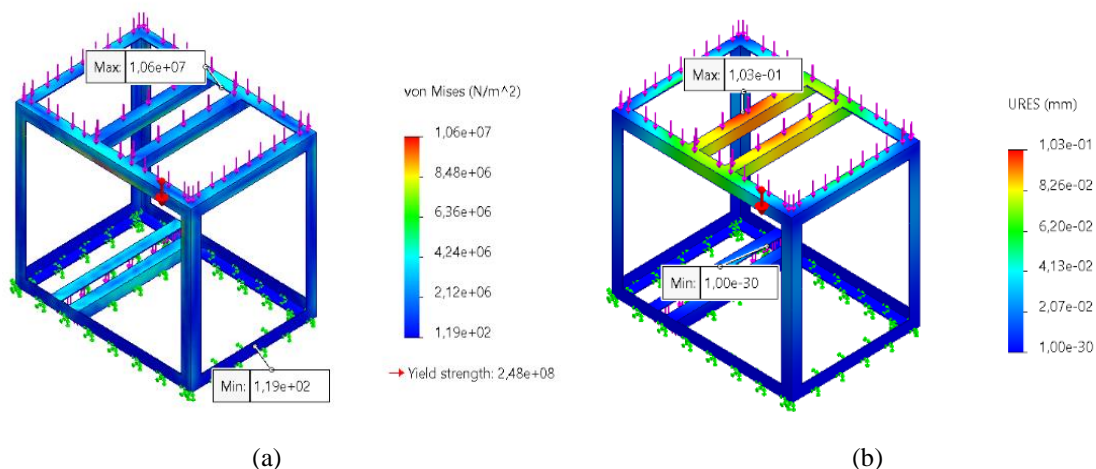
Nama	Keterangan
<i>Study Name</i>	<i>Static Structure</i>
<i>Detail Mesh Type</i>	<i>Solid Mesh</i>
<i>Masher Unit</i>	<i>Blended Curvature Based Mesh</i>
<i>Jacobiaon Points for High Quality Mesh</i>	16 point
<i>Max Element Size</i>	50,5011 mm
<i>Min Element Size</i>	3,82683 mm
<i>Mesh Quality</i>	<i>High</i>
<i>Node</i>	5132
<i>Element</i>	2146
<i>Maximum Aspect Ratio</i>	79,674
<i>Percentage of elements with Aspect Ratio</i>	99

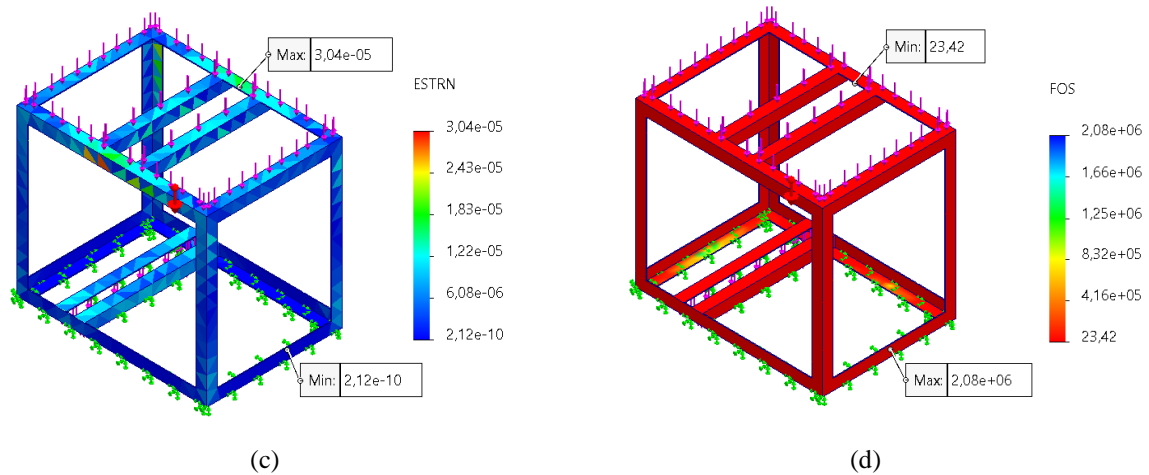
3. HASIL DAN ANALISIS

3.1 Analisis Struktur Rangka Mesin Perajang Singkong

Proses analisis struktur menggunakan bantuan perangkat lunak ANSYS 2020 dengan beban 500 N diharapkan dapat mengetahui distribusi tegangan yang terjadi pada rangka mesin perajang singkong pada saat dioperasikan. Hasil analisis simulasi pemodelan rangka mesin perajang singkong terlihat pada Gambar (3a) (3b) (3c) dan (3d). Nilai *von mises stres maximum* pada simulasi rangka mesin perajang singkong sebesar $1,06 \times 10^7$ MPa. Nilai *displacement* pada simulasi rangka mesin perajang singkong sebesar $1,08 \times 10^1$ mm. Nilai *von mises stress maximum* terus meningkat seiring dengan bertambahnya beban yang diberikan, hal tersebut disebabkan penentuan tegangan yang berbanding lurus dengan besarnya gaya yang diterima [10].

Nilai deformasi yang semakin kecil, maka semakin kuat material tersebut dalam menahan beban yang diberikan [14]. Nilai *Strain* pada simulasi rangka mesin perajang singkong sebesar $3,04 \times 10^5$ mm. dan Nilai *safety factor* pada simulasi rangka mesin perajang singkong sebesar 23,42. Nilai *safety factor* yang dihasilkan pada simulasi rangka mesin perajang singkong aman, hal ini dibuktikan dengan desain rangka memenuhi nilai keamanan yang diizinkan yakni melebihi 2-3 [15].





Gambar 3. Hasil Simulasi Statik Struktur (a) Nilai *Von Mises Stress* (b) Nilai Deformasi (c) Nilai *Strain* (d) Nilai *Safety Factor* Rangka Mesin Perajang Singkong

3.2 Analisis Teknik

Setelah dilakukan tahapan analisis struktur, mesin perajang belum memiliki spesifikasi teknis sebuah mesin, sehingga diperlukan analisis teknik dan uji kinerja mesin [16] untuk menentukan spesifikasi teknis dari mesin perajang singkong. Pada tahapan analisis teknik, akan dilakukan perhitungan yang meliputi daya motor, *pulley*, *V-Belt* dan momen puntir *cassava chopper machine*:

$$M = Z \cdot n_c \cdot m_k$$

$$M = 4 \cdot 2 \cdot 1,106 \text{ gr}$$

$$M = 4,424 \text{ gr/putaran}$$

$$M = 0,004424 \text{ kg/putaran}$$

Daya Motor

Untuk menghitung daya mesin (P) terlebih dahulu dihitung torsi (T), yaitu:

$$F = m \cdot g$$

$$F = 5 \text{ kg} \cdot 9,8 \text{ m/s}^2$$

$$F = 49 \text{ N}$$

$$T = F \cdot R$$

$$T = 49 \text{ N} \cdot 0,2 \text{ m}$$

$$T = 9,8 \text{ Nm}$$

Setelah mendapatkan nilai besarnya torsi yang dihasilkan gaya potong, selanjutnya menghitung daya mesin.

Untuk menghitung daya mesin (P) menggunakan rumus sebagai berikut:

$$P = 9,8 \text{ N} \cdot 1500 \text{ rpm}$$

$$P = 0,24 \text{ HP}$$

Pulley

Transmisi 1 :

$$\text{Diameter Pulley 1 (Dp}_1\text{)} = 100 \text{ mm}$$

$$\text{Putaran } n_1 = 1500 \text{ rpm}$$

$$\text{Putaran } n_2 = 750 \text{ rpm}$$

$$\text{Diameter Pulley 2 (Dp}_2\text{)} = n_1 \cdot n_2 \cdot \text{Dp}_1$$

$$\text{Dp}_2 = 150 \text{ rpm} \cdot 750 \text{ rpm} \cdot 100 \text{ mm}$$

$$\text{Dp}_2 = 200 \text{ mm}$$

Transmisi 2:

$$\text{Jarak pulley 1 dengan pulley 2 (C}_1\text{)} = 200 \text{ mm}$$

V-Belt (L)

$$L = 2 \times C_1 + (\text{Dp}_2 + \text{Dp}_1) \times \pi^2 + (\text{Dp}_2 + \text{Dp}_1) \cdot 24 \times C_1$$

$$L = 2 \times 200 \text{ mm} + (200 \text{ mm} + 100 \text{ mm}) \times \pi^2 + (200 \text{ mm} - 100 \text{ mm}) \cdot 24 \times 200 \text{ mm}$$

$$L = 883,5 \text{ mm}$$

Panjang sabuk yang dibutuhkan adalah 883,5 mm

Momen Puntir

$$P_d = F_c \times P$$

$$P_d = 1 \times 0,24 \text{ HP}$$

$$P_d = 0,24 \text{ HP}$$

$$T = (9,74 \times 10^5) \times 0,24 \text{ Hp} \cdot 390 \text{ mm}$$

$$T = (9,74 \times 105) \times 0,24 \text{ Hp } 390 \text{ mm}$$

$$T = 599,4 \text{ Kg/mm.}$$

Pengujian Mesin

Setelah dilakukan proses manufaktur, selanjutnya adalah uji coba. Pada proses ini mesin akan dilakukan lima kali pengujian, masing-masing pengujian diambil lima sampel untuk dilakukan pengukuran ketebalan. Berdasarkan percobaan yang dilakukan sebanyak lima kali dengan kecepatan putaran motor listrik sebesar 2850 rpm, diperoleh hasil pemotongan yang diperlihatkan pada Tabel 1.

Tabel 1. Hasil pengujian mesin

	Kecepatan 1650 rpm Tebal Potongan	Kecepatan 1950 rpm Tebal Potongan	Kecepatan 2250 rpm Tebal Potongan	Kecepatan 2550 rpm Tebal Potongan	Kecepatan 2850 rpm Tebal Potongan
Sampel 1	0,8 mm	1,50 mm	1,28 mm	0,82 mm	0,6 mm
Sampel 2	0,6 mm	1,62 mm	1,12 mm	0,78 mm	0,4 mm
Sampel 3	0,6 mm	1,65 mm	1,26 mm	0,76 mm	0,6 mm
Sampel 4	0,9 mm	1,54 mm	1,20 mm	0,84 mm	0,4 mm
Sampel 5	0,12 mm	1,58 mm	1,25 mm	0,76 mm	0,5 mm
Rata-Rata	0,6 mm	1,58 mm	1,22 mm	0,79 mm	0,5 mm

Berdasarkan hasil beberapa percobaan pengujian, diperoleh potongan yang paling tipis pada kecepatan sebesar 2850rpm dengan ketebalan sebesar 0,5 mm, sedangkan potongan yang paling tebal pada kecepatan sebesar 1650rpm dengan ketebalan sebesar 1,58 mm. Hasil pengujian yang dilakukan pada penelitian ini menunjukkan, kecepatan putar motor listrik berpengaruh terhadap ketebalan hasil perajangan singkong. Hal tersebut dibuktikan pada penelitian sebelumnya yang melakukan analisis kecepatan putaran mesin terhadap hasil cacahan mesin pencacah rumput gajah [17].

4. KESIMPULAN

Kesimpulan yang diperoleh pada penelitian ini adalah sebagai berikut:

1. Nilai *von mises stres maximum* pada simulasi rangka mesin perajang singkong sebesar $1,06 \times 10^7$ MPa.
2. Nilai *displacement* pada simulasi rangka mesin perajang singkong sebesar $1,08 \times 10^1$ mm.
3. Nilai *Strain* pada simulasi rangka mesin perajang singkong sebesar $3,04 \times 10^5$ mm. dan
4. Nilai *safety factor* pada simulasi rangka mesin perajang singkong sebesar 23,42. Nilai tersebut diatas nilai keamanan standart yang ditentukan yakni 2-3.
5. Pemotongan terkecil pada kecepatan 2850rpm dengan ketebalan sebesar 0,5 mm, sedangkan pemotongan terbesar pada kecepatan 1650rpm.

UCAPAN TERIMA KASIH OPSIONAL

Penulis mengucapkan terimakasih kepada dosen pembimbing perancangan 2 kami, yang senantiasa bersabar dalam membimbing kami, sehingga kami dapat menyelesaikan tugas perancangan 2 kami dengan baik. Tak lupa kami sampaikan kepada kedua orang tua kami yang senantiasa mendoakan dan mendukung kami untuk segera menyelesaikan kuliah kami dengan tepat waktu.

DAFTAR PUSTAKA

- [1] I. H. M.Sajuli, "Rancang Bangun Mesin Pengiris Ubi Dengan Kapasitas 30 Kg/jam," *Invotek Polbeng*, vol. 07, no. 1, pp. 1–5, 2017.
- [2] A. A. Widyanti, A. Permatadeny, and A. M. Hisbullah, "Perancangan Alat Pemotong Singkong Otomatis," in *Seminar Nasional Inovasi Teknologi*, 2020, pp. 173–177, doi: <https://doi.org/10.29407/inotek.v4i2.140>.
- [3] H. Husman and S. Ariyono, "Rancang Bangun Mesin Pengiris Singkong," *Manutech J. Teknol. Manufaktur*, vol. 10, no. 02, pp. 31–34, 2019, doi: 10.33504/manutech.v10i02.65.
- [4] I. Suriadi, I. Subagia, and I. Atmika, "Penerapan Mesin Pengiris Singkong pada Industri Kecil Keripik Singkong," *Bul. Udayana Mengabdi*, vol. 15, no. 2, pp. 118–124, 2016.
- [5] A. N. Ichniarsyah, E. Widiono, and T. P. Purboningtyas, "Uji Kinerja Mesin Pengiris Singkong Tipe Vertikal," *J. Tek. Pertan. Lampung (Journal Agric. Eng.)*, vol. 10, no. 4, p. 530, 2021, doi: 10.23960/jtep-l.v10i4.530-536.
- [6] A. B. Prasetyo, K. A. Sekarjati, and I. P. A. Assagaf, Sutrisna, "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, K. A. Sekarjati, and I. P. A. Assagaf, “Studi Numerik Pengaruh Variasi Pembebanan Troli Pengangkut Barang di Laboratorium Manufaktur ITNY Terhadap Analisis Struktur Menggunakan Metode Elemen Hingga,” *J. Energy, Mater. Manuf. Technol.*, vol. 2, no. 1, pp. 30–39, 2023, doi: <https://doi.org/10.1000/jemmttec.v2i01>.
 - [8] S. D. Hariyanto, R. G. Papasi, G. R. Munthohani, I. T. Lanekri, and I. P. Sastika, “Perancangan dan Fabrikasi Mesin Pengolah Ubi Kayu untuk Produksi Makanan Ringan Lanting Kapasitas 40 kg/jam,” *Quantum Tek. J. Tek. Mesin Terap.*, vol. 2, no. 1, pp. 38–46, 2020, doi: 10.18196/jqt.020121.
 - [9] A. B. Prasetyo, K. A. Sekarjati, and S. Haryo, “Design And Analysis of The Effect of Variation Ofcompression Force on Allen Key Using Finite Element Analysis Method,” *SJME Kinemat.*, vol. 7, no. 1, pp. 39–52, 2022, doi: 10.20527/sjmekinematika.v7i.
 - [10] A. B. Prasetyo *et al.*, “Finite Element Analysis (FEA) of blade weed design using Ansys workbench,” *Sinergi*, vol. 26, no. 3, p. 371, 2022, doi: 10.22441/sinergi.2022.3.012.
 - [11] A. B. Prasetyo and K. A. Sekarjati, “Finite Element Simulation of Power Weeder Machine Frame,” *Indones. J. Comput. Eng. Des.*, vol. 4, no. 2, pp. 26–34, 2022, doi: <https://doi.org/10.35806/ijoced.v4i2.291>.
 - [12] R. G. Karmankar, “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, 2017, doi: 10.13140/RG.2.2.26447.79520.
 - [13] A. B. Prasetyo, A. A. Azmi, D. S. Pamuji, and R. Yaqin, “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, 2019.
 - [14] J. L. H. Richard W. Hertzberg, Richard P. Vinci, *Deformation and Fracture Mechanics of Engineering Materials*, 5th ed. Wiley, 2012.
 - [15] K. Z. V. Dobrovolsky, *Machine Elements : a textbook*. Moscow: Peace, 1973.
 - [16] W. K. Sugandi, A. Yusuf, J. Raya, and B. K. Jatinangor, “Technical Analysis and Performance Tests Land Hole Machine for Watering Response,” *J. Teknotan*, vol. 11, no. 2, pp. 24–33, 2017, doi: DOI : 10.24198/jt.vol11n2.3 24.
 - [17] M. A. Prasetyo, C. Pramono, and X. Salahudin, “Pengaruh Putaran Pencacah Terhadap Kapasitas Cacahan Rumput Gajah,” *Wahana Ilmuwan*, pp. 147–152, 2017, [Online]. Available: <https://jurnal.untidar.ac.id/index.php/wahana/article/view/272%0Ahttps://jurnal.untidar.ac.id/index.php/wahana/article/download/272/223>.