

Desain komponen alat pengupas dan pengiris bawang putih

I Ketut Adhiarta Laksemana¹, Sri Nararia Anggita Damayanti², Farid Triawan¹

¹Departemen Teknik Mesin, Fakultas Teknik dan Teknologi, Universitas Sampoerna
Jakarta, 12780, Indonesia

²Departemen Penerbangan dan Mesin, Universitas Arizona
Tucson, AZ, 85721, USA

Email korespondensi: farid.triawan@my.sampoernauniversity.ac.id

Abstrak

Bawang putih sebagai bumbu dasar tidak pernah lepas kaitannya dengan pengolahan industri makanan. Dengan proses pengolahan bawang putih yang meliputi pengupasan dan pengirisan, akan memakan banyak waktu jika proses ini dilakukan secara manual pada tiap-tiap siung bawang putih. Kajian ini mencoba membantu dengan mendesain dan menganalisis perangkat yang dapat membantu pengguna untuk mengupas dan mengiris bawang putih dengan menggunakan mekanisme rotasi. Desain alat ini dirancang untuk mengupas 4 kg bawang putih dalam waktu 30 menit dengan mengaplikasikan gaya sebesar 25 N. Perangkat ini memiliki keunikan, yaitu dapat dibongkar pasang dan disertai dengan fitur tambahan berupa pisau pengiris, agar memudahkan dalam memasang dan mempergunakan perangkat. Berdasarkan hasil analisis, diperoleh nilai faktor keamanan pada beban statik dan dinamik sebesar 1.44 dan 1.73 pada bagian yang paling kritis. Oleh karena itu, dapat disimpulkan bahwa produk ini aman dan memiliki prediksi umur yang tidak terhingga. Kajian ini diharapkan dapat menjadi referensi dalam penciptaan produk pengupas dan pengiris bawang putih yang lebih baik.

Kata kunci: bawang putih, pengupas, pengiris, analisis keamanan desain struktur.

Abstract

Garlic as a basic spice has never been separated from the processing food industry. The garlic processing process which includes stripping and slicing will take a lot of time if the processes are done manually on each clove of garlic. The study tried to help by designing and analyzing devices that could help users peel and slice garlic using a rotation mechanism. The design of this device is designed to peel 4 kg of garlic within 30 minutes by applying a force of 25 N. The device has a uniqueness, it can be disassembled and accompanied by additional features in the form of a slicer knife to make it easier to install and use the device. Based on the results of the analysis, the safety factor values at static and dynamic loads were obtained at 1.44 and 1.73 in the most critical parts. Therefore, it can be concluded that this product is safe and has an infinite age prediction. This study is expected to be a reference for the creation of better garlic peeling and slicer products.

Keywords: garlic, peeler, slicer, structural design safety analysis.

1. Pendahuluan

Sebagai komoditas hortikultura yang sangat strategis di Indonesia, dikonsumsi hampir setiap hari pada setiap rumah tangga, bawang putih lokal memasuki tahap pemasaran meski dalam jumlah yang terbatas. Tahun 2019, produksi nasional bawang putih mencapai 88.817 ton, dan mengalami penurunan menjadi 81.805-ton pada 2020. Hal ini tidak selaras dengan tingkat konsumsi bawang putih nasional yang meningkat, dari 546.000 ton/tahun menjadi 576.000 ton/tahun [1, 2].

Dengan begitu banyaknya jumlah produksi bawang putih sendiri maka diperlukan juga alat yang bisa membantu pengolahan bawang putih dengan cepat. Pengolahan bawang putih sendiri biasanya dimulai dengan pengupasan dimana proses ini sendiri akan

memakan waktu yang sangat lama jika dilakukan satu per satu dan keterampilan pengupasan yang kurang. Jika proses awalnya sendiri memakan waktu yang panjang maka dapat menyebabkan turunnya kualitas bahan itu sendiri karena waktu pengolahan bahan pangan adalah langkah yang harus diperhatikan untuk menghasilkan produksi pangan layak konsumsi [3].

Kajian ini mencoba membantu pengusaha kecil pada sektor pangan, khususnya dalam proses pengolahan bawang putih menggunakan mekanisme rotasi. Produk yang memiliki fungsi serupa datang dari Maksindo tetapi desainnya sendiri berbeda dengan produk dari kajian ini. Produk dari Maksindo menggunakan motor sebagai penggerak dengan berat mencapai 8.5 kg, dan harga yang cukup mahal berkisar 2.5 juta rupiah [4]. Alat ini bersifat tetap dan sulit dibongkar pasang sehingga menyulitkan untuk dipindah kemana-mana.

Sementara itu, alat yang didesain dalam kajian ini dapat dibongkar pasang dan tidak menggunakan motor sebagai penggerak, hanya memanfaatkan pemutar manual. alat ini dirancang untuk dioperasikan dengan tenaga manusia sehingga dapat mempermudah harga karena tidak menggunakan motor. Kemudian, Alat ini juga disertai dengan fitur tambahan berupa pisau pengiris. Selain itu, perbedaan lainnya adalah sumbu putarnya. Sumbu perputaran pada produk yang beredar di pasar menggunakan sumbu vertikal, sedangkan dalam desain ini, sumbu perputarannya adalah sumbu horizontal.

Tujuan utama kajian ini adalah mendesain sebuah alat guna membantu proses pengolahan bawang putih. Produk ini didesain untuk melakukan pengolahan berkapasitas hingga 4 kg. Analisis teoretikal yang dilakukan adalah analisis terhadap beban statis dan dinamis untuk melihat tingkat keamanan perangkat. Produk desain dari kajian ini diharapkan dapat menjadi referensi untuk produk pengolahan bawang putih.

2. Metode

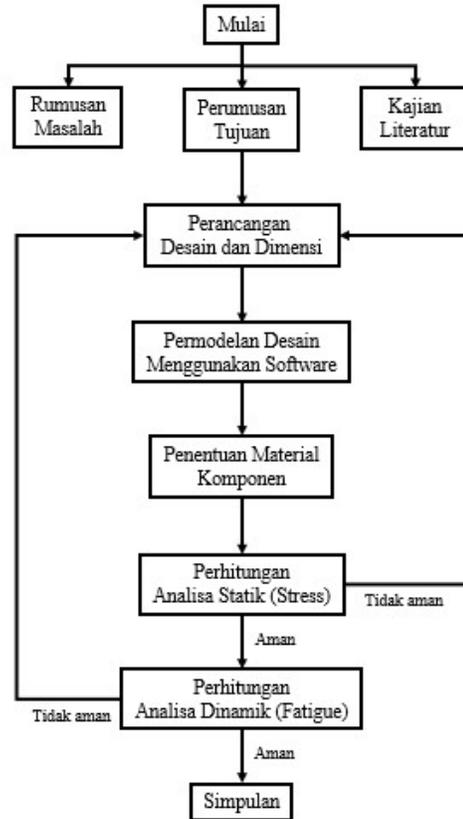
Tahapan Kajian

Tahapan kajian yang dilaksanakan dalam proses perancangan dilakukan sesuai dengan diagram yang tertera pada Gambar 1 yaitu diagram alur perancangan desain teknik. Diagram kajian tersebut bersifat berulang-ulang sampai hasil yang diinginkan terpenuhi [5]. Permodelan desain dilakukan dengan menggunakan bantuan perangkat lunak Solidworks 2020 [6]–[8].

Konsep Desain

Konsep desain produk ini adalah pengupas dan pengiris bawang putih dengan sumbu putar horizontal dimana dapat dilihat pada Gambar 2. Dalam konsep pengupas, pemukul yang menggunakan sumbu putaran horizontal dapat membuat hasil benturan menjadi lebih besar karena adanya gaya gravitasi yang memaksa bawang untuk terbentur ke pemukul. Sementara itu, pemukul dengan sumbu putar vertikal hanya dapat mengupas bawang dengan pergerakan memutar tanpa bantuan gravitasi yang memaksa bawang kembali ke pemukul. Secara sederhana, mekanisme benturan yang dihasilkan oleh alat yang beredar di pasaran adalah *sideswipe impact* yaitu benturan yang terjadi jika digambarkan dalam bentuk kendaraan adalah benturan kendaraan yang menabrak bagian samping kendaraan lain [9]. Sementara alat yang didesain ini menghasilkan *head-on impact* yaitu benturan yang terjadi dalam arah berlawanan. Benturan yang dihasilkan saat kedua benda dalam arah berlawanan akan menghasilkan benturan yang lebih besar [10].

Lalu, dalam mekanisme pengiris, bawang putih dapat dimasukan melalui corong yang terdapat di bagian belakang dari kerangka pelindung. Bawang putih yang terdapat di dalam corong dapat didorong masuk perlahan sehingga dapat teriris oleh komponen pengiris. Perputaran dari pengiris ini sendiri sama dengan pemukul yaitu mengikuti arah perputaran pemutar (*crank*).



Gambar 1. Diagram Kajian.

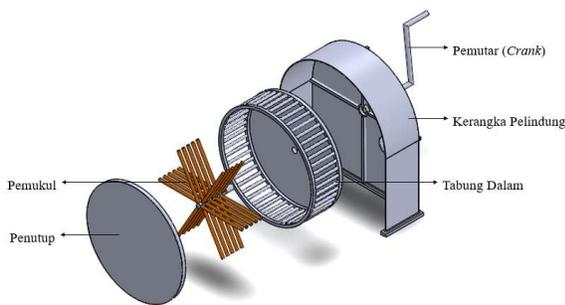
Kemudian, dalam pengoprasian alatnya sendiri, daya (*power*) yang dibutuhkan bervariasi. Untuk kemudahan dan penjamin bahwa alat dapat bekerja sebagai mana mestinya, pengaplikasian gaya dan kecepatan perputaran didasarkan pada komparasi produk oleh Maksindo yang membutuhkan daya (*power*) 180-Watt untuk mengupas 20 kg bawang per jam [4]. Penggunaan motor dalam desain akan menambah mahal harga alat dan sulit terjangkau oleh UMKM kelas kecil. Sehingga, sebagai solusi alternatif, sumber penggerak dalam desain dapat menggunakan tenaga manusia. Berdasarkan komparasi, dalam desain alat ini, dibutuhkan daya sebesar 72-Watt untuk pengupasan 4 kg bawang putih per 30 menit yang dirasa sesuai dengan skala produksi makanan untuk UMKM kelas kecil. Daya 72-Watt tersebut dapat tercapai dengan mengaplikasikan gaya sebesar 25 N

kepada pemutar dengan kecepatan 2.5 putaran/s yang dapat tercapai dengan tenaga manusia.

Konsep Desain Mekanisme dan Komponen

Dalam desain alat ini sendiri terdapat enam komponen, dan terdapat dua fungsi yang berbeda, yaitu fungsi pengupas dan pengiris bawang putih. Fungsi pengupas dan pengiris adalah fungsi yang terpisah atau tidak dapat dijalankan sekaligus. Fungsi dari alat ini akan bergantung oleh komponen alat yang digunakan, dimana setiap komponennya dapat dibongkar pasang dan dijelaskan sebagai berikut berdasarkan mekanisme pengupas dan pengiris.

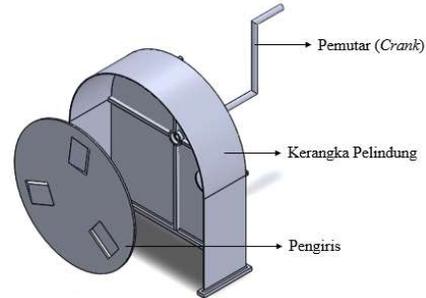
Mekanisme pengupas yaitu menggunakan komponen pemutar (*crank*), kerangka pelindung, tabung dalam, pemukul, dan penutup. Dalam mekanisme ini, bawang putih akan diletakkan di dalam tabung dalam. Tabung dalam yang dirancang memiliki celah untuk mengeluarkan kulit bawang yang terkelupas. Celah antara pipa di tabung dalam berukuran 1.44 cm dan diameter rata-rata bawang putih per siungnya adalah 1.905 cm, sehingga kemungkinan besar bawang putih tidak akan keluar dari tabung dalam [11]. Kemudian, sebagai komponen utama, pemukul berfungsi memberikan benturan (*impact*) kepada bawang putih untuk memecahkan kulitnya. Pemukul juga dirancang dengan gerigi-gerigi kecil tumpul dengan tujuan mempermudah pemecahan kulit bawang putih. Pemukul sendiri akan terhubung secara langsung dengan pemutar sehingga keduanya memiliki kecepatan dan arah putaran yang sama. Komponen-komponen dari mekanisme pengupas ditunjukkan oleh Gambar 2. Tabung dalam sendiri dapat menampung sekitar 7 kg bawang putih dengan kepadatan 0.57 g/cm³ [12].



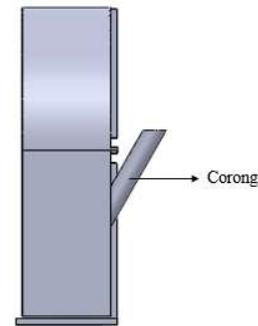
Gambar 2. Komponen - Komponen dalam Mekanisme Pengupas.

Mekanisme pengiris yaitu hanya menggunakan komponen pemutar (*crank*), kerangka luar, dan pengiris ditunjukkan oleh Gambar 3. Seperti halnya pemukul, pengiris akan terhubung langsung dengan pemutar. Dalam mekanisme ini, bawang putih akan dimasukkan dan didorong perlahan ke dalam corong

yang terletak pada bagian belakang kerangka luar seperti yang terlihat dalam Gambar 4.

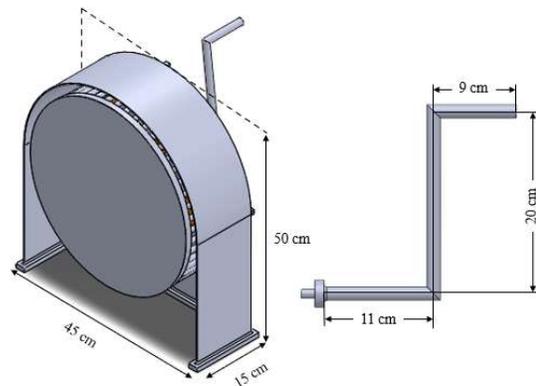


Gambar 3. Komponen - Komponen dalam Mekanisme Pengiris



Gambar 4. Tampak Samping dari Kerangka Luar

Sebagai tambahan, ukuran keseluruhan dari alat yang sudah terakit sempurna adalah 45 x 15 x 50 cm seperti yang ditunjukkan oleh Gambar 5. Ukuran tersebut belum termasuk pemutar yang memiliki diameter 1 cm dan panjang yang juga ditunjukkan oleh Gambar 5. Sebagai penjelasan tambahan, pengiris dan tabung dalam memiliki ukuran luas permukaan yang sama.



Gambar 5. Dimensi Keseluruhan Alat.

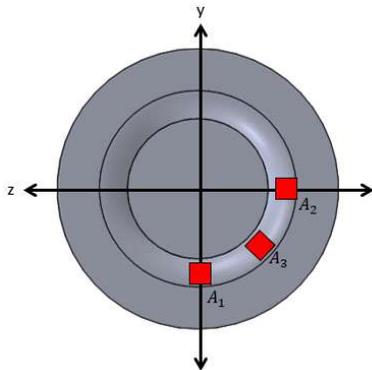
Pemilihan Bahan Komponen

Pemilihan bahan yang digunakan dalam perangkat ini sendiri berdasarkan pada pertimbangan berat dan hasil analisa kekuatan yang cukup dalam pangaplikasian ini. Pemilihan komponen bahan juga berdasarkan bahan yang berstandar kelas makanan (*food grade*) karena pengaplikasiannya sendiri untuk makanan. Sebagian besar dari komponen seperti kerangka luar, tabung dalam, dan penutup berbahan polyprophlene yang berstandar kelas makanan [13]. Kemudian, untuk pemukul terdiri dari dua bahan yang berbeda yaitu silikon dan stainless steel tipe 304. Stainless steel tipe 304 digunakan pada bagian tengah pemukul yaitu tempat melekatnya batang-batang pemukul, bahan ini juga memiliki standar kelas makanan [14]. Batang-batang pemukulnya sendiri berbahan silikon yang memiliki kelenturan tinggi dan berstandar kelas makanan [15]. Lalu, pemutar (*crank*) dan pengiris terbuat dari stainless steel tipe 304 juga karena pemutar merupakan bagian kritis dalam alat, dan pengiris sendiri memerlukan ketajaman yang juga dapat diperoleh melalui material tersebut.

Berat total dari alat ini sendiri adalah 4,3 kg dengan berdasarkan pada masa jenis polyprophlene, stainless steel tipe 304, dan silikon yang berturut – turut adalah 0,9 g/cm³, 7,93 g/cm³, dan 1,45 g/cm³ [6–8].

Prosedur Analisis

Dalam memastikan kekuatan desain, analisis statik dan dinamik (*fatigue*) dilakukan pada bagian cekungan (*fillet*) pada pemutar. Analisis dilakukan pada tiga bagian dalam cekungan pemutar tersebut, seperti yang terlihat pada Gambar 6, yang terdiri dari A₁, A₂, dan A₃.



Gambar 6. Posisi - Posisi Kritis pada Cekungan (Fillet) Pemutar

Persamaan - persamaan yang tertera berikut ini akan digunakan dalam proses analisis.

$$\sigma = K_t \frac{Mc}{I} \tag{1}$$

$$\tau = K_t \frac{Tc}{J} \tag{2}$$

$$\tau = K_t \frac{VQ}{It} \tag{3}$$

$$\sigma_A, \sigma_B = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{\tau} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau^2} \tag{4}$$

$$n_y = \frac{S_y}{\sigma_A - \sigma_B} \tag{5}$$

$$\sqrt{a} = 0.246 - 3.08(10^{-3})S_{ut} + 1.51(10^{-5})S_{ut}^2 - 2.67(10^{-8})S_{ut}^3 \tag{6}$$

$$\sqrt{a} = 0.190 - 2.51(10^{-3})S_{ut} + 1.35(10^{-5})S_{ut}^2 - 2.67(10^{-8})S_{ut}^3 \tag{7}$$

$$q \text{ atau } q_s = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{a}}{\sqrt{r}}} \tag{8}$$

$$K_f \text{ atau } K_{f_s} = 1 + q(K_t - 1) \tag{9}$$

$$\sigma_a = \frac{|\sigma_{max} - \sigma_{min}|}{2} \tag{10}$$

$$\sigma_m = \frac{(\sigma_{max} + \sigma_{min})}{2} \tag{11}$$

$$\sigma'_a = \left\{ \left[K_f \sigma_a(\text{bending}) + K_f \frac{\sigma_a(\text{axial})}{0.85} \right]^2 + 3[K_{f_s} \tau_a]^2 \right\}^{1/2} \tag{12}$$

$$\sigma'_m = \left\{ \left[K_f \sigma_m(\text{bending}) + K_f \sigma_m(\text{axial}) \right]^2 + 3[K_{f_s} \tau_m]^2 \right\}^{1/2} \tag{13}$$

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S'_e \tag{14}$$

$$n = \left(\frac{\sigma'_a}{S_e} + \frac{\sigma'_m}{S_y} \right)^{-1} \tag{15}$$

3. Hasil dan Pembahasan

Asumsi Analisis

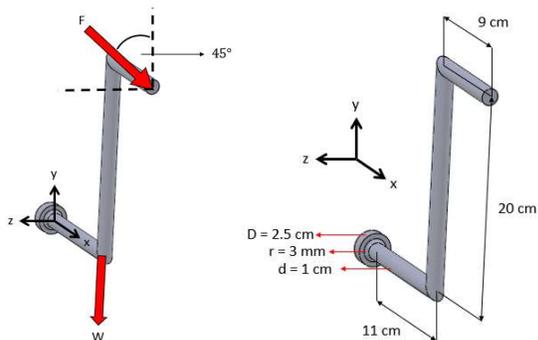
Dalam analisis, terdapat beberapa asumsi yang digunakan untuk mempermudah proses perhitungan dan lainnya. Asumsi-asumsi tersebut, yaitu:

- Dalam mekanisme pengupas, batang pada pemukul tidak dianalisis karena terbuat dari material silikon yang sangat elastis.
- Dalam mekanisme pengiris, mata pisau dalam pengiris tidak dianalisis karena diasumsikan bahwa bawang putih akan segera teriris setelah bersentuhan dengan mata pisau sehingga tidak menyebabkan tekanan berlebih pada mata pisau.
- Dalam kalkulasi torsi, diasumsikan bahwa torsi yang diberikan oleh benturan antara bawang putih dan pemukul sama dengan nol karena pengaruhnya yang kecil dan sulit ditentukan.
- Bagian lain selain pemutar diasumsikan aman dan tidak perlu dianalisis karena tidak menerima gaya yang berlebihan.

Analisis Statik (Stress Analysis)

Dalam analisis statik, gaya yang diaplikasikan pada pemutar dapat terlihat pada Gambar 7 dimana F senilai 25 N dan W adalah berat dari pemutar yang diasumsikan terletak pada siku pemutar dengan nilai sebesar 7,5 N.

Kemudian, gaya yang diaplikasikan dan berat dari pemutar akan menghasilkan momen pembengkokan (*bending moment*) dan torsi seperti yang ditunjukkan oleh gambar 8. Nilai dari gaya yang diaplikasikan, berat pemutar, dan moment pembengkokan serta torsi yang dihasilkan, ditampilkan dalam Tabel 1.

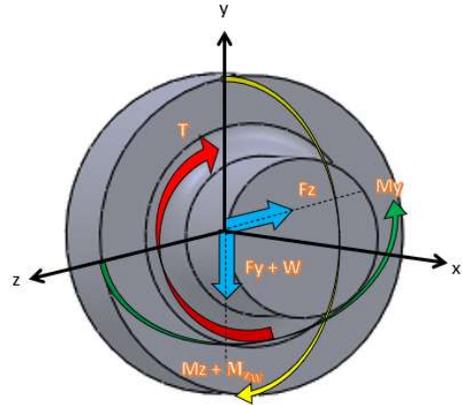


Gambar 7. Pengaplikasian Gaya dan Berat pada Pemutar beserta Dimensi Pendukung.

Tabel 1. Nilai Gaya, Momen Pembengkokan, dan Torsi.

Nama	Nilai
F_z	17,68 N

F_y	17,68 N
W	7,5 N
M_z	3,536 N.m
M_{zW}	0,825 N.m
M_y	3,536 N.m
T	3,536 N.m



Gambar 8. Gaya Pengaplikasian, Berat Pemutar, Momen Pembengkokan, dan Torsi pada Cekungan Pemutar.

Kemudian, dilanjutkan dengan analisis stres menggunakan persamaan 1 – 3 berdasarkan lokasi – lokasi yang diperlihatkan pada Gambar 6. Sebelumnya, karena keberadaan cekungan (*fillet*) pada pemutar terdapat konsentrasi stres. Berdasarkan ukuran cekungan, diameter kecil dan besar pada pemutar seperti yang diperlihatkan pada Gambar 7, diperoleh $K_t = 1,19$. Dalam menganalisis stres A_1 , stres normal diperoleh dari tekanan M_z dan M_{zW} , sementara stres geser diperoleh dari T dan F_z yang arahnya berlawanan. Pada A_2 , stres normal diperoleh dari tekanan M_y , dan stres geser diperoleh dari T , F_y , dan W yang searah. Terakhir, pada lokasi A_3 perlu diperhatikan bahwa untuk menghitung normal stres diperlukan kalkulasi momen resultan antara M_z , M_{zW} , dan M_y . Nilai dari stres – stres yang didapatkan pada setiap lokasi kemudian disubstitusikan ke dalam persamaan 4, yaitu persamaan stres utama (*principal stress*). Lalu, karena dalam kalkulasi stres utama diperoleh stres normal maksimum dan minimum yang bernilai positif dan negatif maka stres geser maksimum adalah $\tau_{Max} = R$, hasil serupa diperoleh pada ketiga lokasi. Hasil dari kalkulasi stres dan stres utama disajikan dalam Tabel 2 berikut.

Tabel 2. Hasil Perhitungan Stres dan Stres Utama.

Lokasi	Stres (MPa)	Stres Utama (MPa)
A_1	$\sigma_x = 52,86$	$\sigma_A = 60,23$

	$\sigma_y = 0$	$\sigma_B = -7,37$
	$\tau_{zx} = 21,07$	$\tau_{Max} = 33,08$
A ₂	$\sigma_x = 42,86$	$\sigma_A = 52,1$
	$\sigma_y = 0$	$\sigma_B = -9,23$
	$\tau_{xy} = 21,93$	$\tau_{Max} = 30,66$
A ₃	$\sigma_x = 68,05$	$\sigma_A = 105,37$
	$\sigma_y = 0$	$\sigma_B = -37,32$
	$\tau_{xy} = 21,43$	$\tau_{Max} = 71,34$

Selanjutnya, perhitungan faktor keamanan berdasarkan pada persamaan 5, yaitu berdasarkan teori stres geser maksimal (*maximum-shear-stress theory*). MSS dipilih karena kekuatan tarikan S_{yt} dan tekanan S_{yc} dari stainless steel tipe 304 adalah sama yaitu 205 MPa [15-16]. Teori stres geser maksimal juga dipilih karena lebih konservatif daripada teori Von Misses [21]. Dalam perhitungan menggunakan teori stres geser maksimal, karena stres normal maksimum dan minimum yang bernilai positif dan negatif maka perhitungannya akan berdasarkan kasus kedua, yaitu $\sigma_A \geq 0 \geq \sigma_B$. Tabel 3 berikut menampilkan nilai dari faktor keamanan statik yang dimana semuanya bernilai lebih dari satu sehingga dikatakan aman. Dalam perhitungan perhitungan faktor keamanan statik diperoleh bahwa lokasi A₃ adalah yang paling kritis.

Tabel 3. Hasil Perhitungan Faktor Keamanan Statik.

Lokasi	Faktor Keamanan
A ₁	3,03
A ₂	3,34
A ₃	1,44

Analisis Dinamik (Fatigue Analysis)

Analisis dinamik diawali dengan menghitung dua jenis konsentrasi stres kelelahan (*fatigue stress concentration*) yaitu untuk stres normal, K_f , dan stres geser, K_{fs} . Sebelumnya, diketahui bahwa kekuatan tekanan maksimum S_{ut} , untuk stainless steel tipe 304 adalah 515 MPa atau 74,69 kpsi [22]. Kalkulasi dimulai dengan menghitung nilai kontant Neuber, \sqrt{a} , dengan persamaan 6 untuk stres normal, dan persamaan 7 untuk stres geser. Perhitungan nilai kontant Neuber menggunakan nilai $S_{ut} = 74,69$ kpsi. Kemudian, hasil dari persamaan 6 dan 7 dimasukkan ke dalam persamaan 8 dimana r adalah radius dari takik, dalam hal ini cekungan (*fillet*) yang bernilai 3 mm atau 0,11811 inch. Lalu, hasil dari perhitungan q dan q_s disubstitusi ke dalam persamaan 9 untuk menentukan konsentrasi stres kelelahan. Hasil kalkulasi dari persamaan 6 sampai 9 ditunjukkan oleh Tabel 4 berikut.

Tabel 4. Hasil Perhitungan Faktor Konsentrasi Stres Lelah.

Tipe Stres	\sqrt{a}	q atau q_s	K_f atau K_{fs}
Stres normal	0,089	0,794	1,150
Stres geser	0,067	0,837	1,159

Dalam analisis dinamik, terjadi perubahan momen pembengkok bolak – balik. Pada A₁ perubahan momen pembengkok terjadi karena M_z dapat berubah memberikan tekanan dan tarikan sedangkan M_{zw} akan tetap memberikan tekanan sehingga ada kalanya keduanya akan dijumlahkan dan dikurangi oleh nilai masing – masing. Pada A₂ perubahan momen pembengkok hanya diakibatkan oleh M_y yang dapat memberikan tekanan dan tarikan. Lalu, pada A₃ akan berdasarkan pada kondisi yang dirasakan oleh A₁ dan A₂, yaitu menerima resultan momen pembengkok pada saat keduanya merasakan tekanan dan tarikan. Kemudian untuk torsi, ketiga lokasi tersebut akan merasakan torsi yang konstant.

Perhitungan stres pada saat diberikan beban dinamik dimulai dengan menghitung momen pembengkok yang dirasakan berdasarkan masing – masing lokasi. Lalu, menggunakan persamaan 1 dan 2 untuk menghitung stres dan menggunakan persamaan 10 dan 11 untuk menghitung stres bolak-balik dan merata. Terakhir, karena adanya torsi, maka untuk menghitung stres bolak – balik dan rata – rata diperlukan persamaan 12 dan 13, yaitu persamaan Von Mises untuk muatan kombinasi. Hasil dari kalkulasi yang sudah dijelaskan dalam paragraf ini, disajikan dengan kompak pada Tabel 5.

Tabel 5. Nilai - Nilai dari Kalkulasi Stres Beban Dinamik

Lokasi	M dan T (N.m)	Stres (MPa)	σ_a dan σ_m (MPa)	σ'_a dan σ'_m (MPa)
A ₁	$M_{max} = 2,711$	$\sigma_{max} = 32,86$	$\sigma_a = 42,86$	$\sigma'_a = 49,32$
	$M_{min} = -4,36$	$\sigma_{min} = -52,86$		
	$T_{mean} = 3,53$	$\tau_{max} = 21,43$	$\sigma_m = -10$	$\sigma'_m = 44,53$
A ₂	$M_{max} = 3,53$	$\sigma_{max} = 42,86$	$\sigma_a = 42,86$	$\sigma'_a = 49,32$
	$M_{min} = -3,53$	$\sigma_{min} = -42,86$		
	$T_{mean} = 3,53$	$\tau_{max} = 21,43$	$\sigma_m = 0$	$\sigma'_m = 43,02$
A ₃	$M_{max} = 4,45$	$\sigma_{max} = 54,00$	$\sigma_a = 61,03$	$\sigma'_a = 70,24$
	$M_{min} = -5,61$	$\sigma_{min} = -68,05$		
	$T_{mean} = 3,53$	$\tau_{max} = 21,43$	$\sigma_m = -7,02$	$\sigma'_m = 43,78$

Selanjutnya menghitung batas ketahanan dengan konsiderasi faktor Marin menggunakan persamaan 14 yang nantinya akan mempengaruhi faktor keamanan dari stres kelelahan. Pertama, berdasarkan $S_{ut} = 515$ MPa diperoleh batas ketahanan normal S'_e sebesar 257,5 MPa. Lalu, kondisi permukaan akhir (*surface finish*) diasumsikan diproses oleh mesin (*machined*) dan diperoleh faktor k_a sebesar 0,862. Faktor modifikasi ukuran dihitung berdasarkan ukuran diameter 10 mm dan diperoleh faktor k_b senilai 0,969. Berikutnya, faktor modifikasi beban k_c sama dengan 1 karena adanya beban momen pembengkokan dan torsi. Faktor temperature k_d diasumsikan sama dengan 1. Reliabilitas dari alat diasumsikan dengan nilai 90% sehingga diperoleh faktor k_e sebesar 0,897. Faktor lainnya k_f dianggap 1. Kemudian, batas ketahanan asli dapat dihitung dengan persamaan 14 dan diperoleh sebagai berikut batas ketahanan asli, $S_e = 192,992$ MPa.

Lalu proses perhitungan faktor keamanan dari stres kelelahan dapat dikalkulasi dengan menggunakan kriteria Soderberg. Kriteria Soderberg dipilih karena merupakan kriteria yang paling konservatif dibandingkan yang lainnya [23]. Perhitungan faktor keamanan stres kelelahan menggunakan persamaan 15. Hasil kalkulasi memakai persamaan 15 ditunjukkan oleh Tabel 6 berikut, dimana tidak ada satu pun dari ketiga lokasi yang gagal sehingga dapat dikatakan bahwa desain alat ini aman dan memiliki umur yang tak terhingga karena nilai $n_f > 1$ [24]. Sama halnya dalam perhitungan faktor keamanan statik, lokasi A_3 menjadi lokasi yang paling kritis dalam perhitungan faktor keamanan stres lelah.

Tabel 6. Hasil Perhitungan Faktor Keamanan Stres Lelah

Lokasi	Faktor Keamanan Stres Lelah
A_1	2,114
A_2	2,14
A_3	1,73

4. Kesimpulan

Pada kajian ini, sebuah alat didesain untuk mengupas dan mengiris bawang putih dengan tenaga manusia tanpa menggunakan motor. Keunikan dari desain ini sendiri menggunakan sumbu horizontal sebagai sumbu rotasi yang dimana dapat memberikan dampak benturan yang lebih besar pada fungsi pengupasan. Alat ini juga dapat dibongkar pasang dan lebih ringan dari alat yang memiliki fungsi serupa di pasaran sehingga dapat dipindah dengan mudah. Kemudian, alat ini juga digerakan oleh pemutar (*crank*) yang digerakan oleh tenaga manusia dan bukan oleh motor.

Oleh karena itu, alat ini menjadi lebih ringan dan jika diproduksi dapat diasumsikan akan menjadi lebih murah sehingga dapat terjangkau oleh pengusaha kecil. Fungsi pengiris dalam alat ini adalah fitur tambahan dengan memanfaatkan model desain yang dapat dibongkar pasang. Berdasarkan hasil analisis, diperoleh nilai faktor keamanan pada beban statik dan dinamik sebesar 1,44 dan 1,73 pada bagian yang paling kritis yaitu pada lokasi A_3 pada cekungan komponen pemutar dengan gaya yang diaplikasikan sebesar 25 N. Oleh karena itu, dapat disimpulkan bahwa produk ini aman dan mampu menahan gaya yang diberikan serta memiliki prediksi umur yang tidak terhingga karena diperoleh nilai faktor keamanan stres lelah lebih besar daripada 1.

5. Nomenklatur

σ	: stres normal (Pa)
M	: momen pembengkok (N.m)
c	: jarak maksimum dari sumbu netral (m)
I	: momen area kedua (m^4)
τ	: stres geser (Pa)
T	: torsi (N.m)
J	: momen inersia kutub (m^4)
V	: gaya geser (N)
Q	: momen area kedua (m^3)
t	: ketebalan material (m)
K_t	: faktor konsentrasi stres
σ_A, σ_B	: stres utama maksimum dan minimum (Pa)
S_y	: kekuatan material (MPa)
n_y	: faktor keamanan statik (<i>yielding safety factor</i>)
\sqrt{a}	: konstan Neuber
q	: sensitivitas takik (<i>notch sensitivity</i>)
K_f	: faktor konsentrasi stres normal lelah
K_{fs}	: faktor konsentrasi stres geser lelah
σ_a	: stres bolak – balik (Pa)
σ_m	: stres rerata (Pa)
S_{ut}	: kekuatan tertinggi material (MPa)
S'_e	: batas ketahanan (MPa)
k_a	: faktor modifikasi kondisi permukaan
k_b	: faktor modifikasi ukuran

- k_c : faktor modifikasi beban
 k_d : faktor modifikasi suhu
 k_e : faktor keandalan
 k_f : faktor modifikasi lainnya
 S_e : batas ketahanan pada kondisi kritis (MPa)
 n_f : faktor keamanan dinamik (*fatigue safety factor*)

Ucapan Terima Kasih

Kajian ini didukung oleh Faculty of Engineering and Technology (FET), Sampoerna University.

Daftar Pustaka

- [1] KEMENTERIAN PERTANIAN REPUBLIK INDONESIA, “Mentan SYL Panen Bawang Putih di Temanggung, Produk Lokal Lebih Sedap.” <https://www.pertanian.go.id/home/?show=news&act=view&id=4317> (diakses Apr 14, 2022).
- [2] KEMENTERIAN PERTANIAN REPUBLIK INDONESIA, “Kementan Dorong Bawang Putih Lokal Masuk Pasar Konsumsi.” <https://www.pertanian.go.id/home/?show=news&act=view&id=5071> (diakses Apr 14, 2022).
- [3] A. Pudjirahaju, “Pengawas Mutu Pangan,” Feb 2018, Diakses: Apr 14, 2022. [Daring]. Tersedia pada: http://bppsdmk.kemkes.go.id/pusdiksdmk/wp-content/uploads/2018/05/Pengawasan-Mutu-Pangan_SC.pdf.
- [4] Maksindo, “Mesin Pengupas Bawang Putih (BWG180).” <https://www.maksindo.com/product/mesin-pengupas-bawang-putih-bwg180> (diakses Apr 13, 2022).
- [5] M. Oktaviandri dan N. S. Kian, “View of Design and Fabrication of Meat Shredder Machine Using VDI2221 Approach.” *Indones. J. Comput. Eng. Des.*, vol. 3, no. 2, Sep 2021, Diakses: Apr 18, 2022. [Daring]. Tersedia pada: <https://ojs.sampoernauniversity.ac.id/index.php/IJOCED/article/view/150/122>.
- [6] D. C. Hardiyasanti, S. Widianingrum, F. Bestiara, M. Syaroh, dan F. Triawan, “A Structural Design of COVID-19 Patient Lifting Device Using Crane and Hydraulic Mechanism,” *J. Mech. Des. Test.*, vol. 3, no. 2, hal. 133–147, Des 2021, doi: 10.22146/JMDT.65687.
- [7] N. K. H. Fernandez, A. N. Q. Jemy, B. I. A. Zahra, M. Yetti, dan F. Triawan, “Desain struktur alat pengangkat peti jenazah COVID-19 dengan mekanisme gantry crane,” *J. Tek. Mesin Indones.*, vol. 16, no. 02, hal. 12–18, Sep 2021, Diakses: Apr 18, 2022. [Daring]. Tersedia pada: <http://jurnal.bkstm.org/index.php/jtmi/article/view/235>.
- [8] S. Zulaikah, W. H. Rahmanda, dan F. Triawan, “Foldable Front Child-Seat Design for Scooter Motorcycle: Strength Analysis Under Static and Dynamic Loading,” *Int. J. Sustain. Transp. Technol.*, vol. 3, no. 2, hal. 37–44, Okt 2020, doi: 10.31427/IJSTT.2020.3.2.1.
- [9] Kajian Pustaka, “Kecelakaan Lalu Lintas (Definisi, Jenis, Dampak, Penyebab dan Perhitungan).” <https://www.kajianpustaka.com/2020/05/kecelakaan-lalu-lintas.html> (diakses Apr 12, 2022).
- [10] “The Physics of Traffic Collisions & Accidents: Minimizing The Impact.” <https://www.epermitted.com/drivers-education/physics-collisions> (diakses Apr 12, 2022).
- [11] Grow Veggy, “How Many Cloves in a Garlic Head? How to measure garlic?” <https://www.growveggy.com/b/how-many-cloves-in-a-garlic-head/> (diakses Apr 12, 2022).
- [12] Aqua, “Density of Garlic, raw in 285 units and reference information.” <https://www.aqua-calc.com/page/density-table/substance/Garlic-coma-and-blank-raw> (diakses Apr 13, 2022).
- [13] Custom-Pak Inc., “What Plastics Are Approved for Food Contact Applications? .” <https://www.custom-pak.com/what-plastics-are-approved-for-food-contact-applications/> (diakses Apr 12, 2022).
- [14] MightyNest, “Stainless Steel: All About Food Grade 304, 18/8 and 18/10.” <https://mightynest.com/articles/stainless-steel-all-about-food-grade-304-188-and-1810> (diakses Apr 12, 2022).
- [15] Stasher, “Food Grade Silicone: What is it and Why is it Better Than Plastic?” <https://www.stasherbag.com/blogs/stasher-life/food-grade-silicone-what-is-it-and-why-is-it-better-than-plastic> (diakses Apr 12, 2022).
- [16] PubChem, “Polypropylene | C22H42O3.” <https://pubchem.ncbi.nlm.nih.gov/compound/POLYPROPYLENE> (diakses Apr 13, 2022).
- [17] World Stainless, “304 stainless steel VS 403

- stainless steel.” <https://wldstainless.com/304-stainless-steel-vs-403-stainless-steel/> (diakses Apr 13, 2022).
- [18] Addsil, “SiSiB SILICONES Fluoro Silicone Rubber,” 2015, Diakses: Apr 13, 2022. [Daring]. Tersedia pada: www.SiSiB.com.
- [19] AZO Materials, “Properties: Stainless Steel - Grade 304 (UNS S30400),” <https://www.azom.com/properties.aspx?ArticleID=965> (diakses Apr 13, 2022).
- [20] 304 STAINLESS STEEL, “304 Stainless Steel Yield Strength and Tensile Strength.” <https://304stainlesssteel.org/304-stainless-steel-strength/> (diakses Apr 14, 2022).
- [21] B. N. Lucci, W. Q. Lamas, F. J. Grandinetti, dan G. E. O. Giacaglia, “FINITE ELEMENT ANALYSIS APPLIED TO A METAL-TO-METAL SEAL DESIGN,” *Brazilian J. Pet. Gas*, vol. 14, no. 3, hal. 157–173, Okt 2020, doi: 10.5419/BJPG2020-0013.
- [22] Material Properties, “What is Strength of Stainless Steels - Yield - UTS - Definition.” <https://material-properties.org/what-is-strength-of-stainless-steels-yield-uts-definition/> (diakses Apr 14, 2022).
- [23] Q. Bader dan E. Kadum, “Mean Stress Correction Effects On the Fatigue Life Behavior of Steel Alloys by Using Stress Life Approach Theories ,” *Int. J. Eng. Technol.*, vol. 14, no. 04, hal. 50–58, Agu 2014.
- [24] M. Sri Vidhya dan K. V Merlyn Christina, “Fatigue Life, Fatigue Damage, Fatigue Factor of Safety, Fatigue Sensitivity, Biaxiality Indication and Equivalent Stress of a Radial Connecting Rod,” *Int. Res. J. Eng. Technol.*, 2020, Diakses: Apr 14, 2022. [Daring]. Tersedia pada: www.irjet.net.