

BAB IV

HASIL PERANCANGAN DAN PERHITUNGAN

Pada bab ini akan membahas hasil perancangan mesin *shredder* yang meliputi analisa kekuatan rangka, analisa kekuatan poros dan analisa kekuatan mata pisau. Perencanaan motor listrik yang akan digunakan, perencanaan gearbox, dan perencanaan puli yang akan digunakan dalam perancangan mesin *shredder* untuk penghancur kaca ini dan hasil dari rancangan dan spesifikasinya.

4.1 Prinsip Kerja Mesin Shredder

Mesin *shredder* ini merupakan mesin yang didesain khusus untuk menghancurkan limbah kaca, mesin *shredder* ini bekerja dengan beberapa mata pisau, dua bilah poros, dan sisir pengatur jarak.

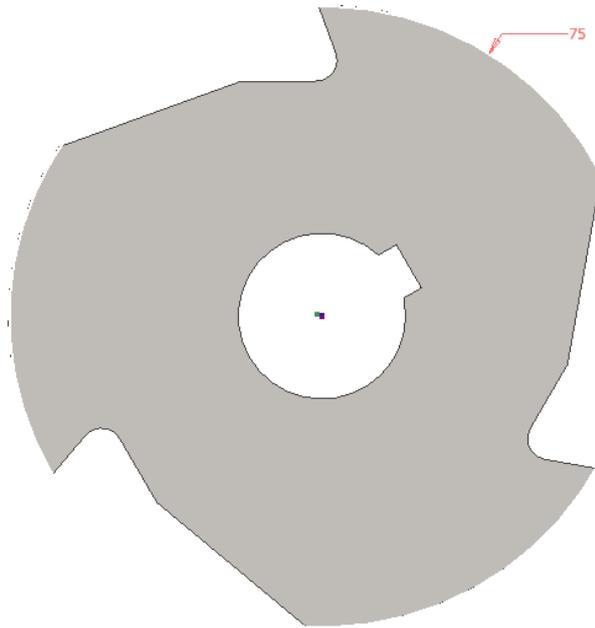
Setelah limbah masuk ke corong atas dan mesin aktif, mesin *shredder* mulai menghancurkan limbah kaca menggunakan pisau penghancur dan pisau penghancur yang digunakan lebih dari satu.

Cara kerja mesin *shredder* adalah mulai dari motor penggerak, ketika motor penggerak hidup daya akan di trasmisikan dengan puli dan sabuk v ke gearbox dan diteruskan ke poros penggerak menggunakan bantuan kopling dan mata pisau berputar menghancurkan limbah kaca yang dimasukkan.

4.2 Perhitungan Perancangan Dan Analisis Tegangan

4.2.1 Perhitungan Perancangan

Sistem pemotongan *shredder* menggunakan dua buah poros yang memiliki pisau yang disusun berselangan dan berputar berlawanan arah, agar dapat bekerja dengan meremukan, menekan, dan menghancurkan limbah kaca. Perancangan mata pisau dapat dilihat pada Gambar 4.8



Gambar 4.1 Pisau *Shredder*

Data perencanaan sistem pemotong

- Diameter : 150 mm
- Tebal : 15 mm
- Bahan : Baja Karbon SC45
- Luas penampang mata pisau : 18,5 mm²
- Total jumlah pisau : 10 Pisau
- Modulus elastisitas kaca : 73,10 kgf/mm²
- Putaran pisau direncanakan (n): 36,25 rpm
- Putaran awal motor listrik : 1450 rpm

4.2.1.1 Gaya Potong Pisau (F_{pisau})

a. $F_{pisau} = A \cdot F_s$
 $= 18,5 \text{ mm}^2 \times 73,10 \text{ kgf/mm}^2$
 $= 13262 \text{ N}$

Dengan mendapatkan gaya potong, maka dapat dicari torsi pada mata pisau dengan menggunakan persamaan:

$$b. \quad T_{pisau} = F \cdot r$$

$$T_{pisau} = 13262 \text{ N} \times 0,075 \text{ m} = 994,65 \text{ Nm}$$

4.2.1.2 Daya Motor Listrik

Menentukan kebutuhan daya motor listrik untuk mencacah material limbah kaca dihitung dengan persamaan:

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

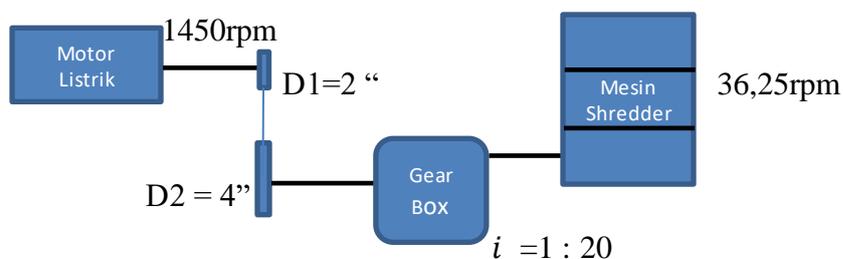
$$P = 994,65 \text{ Nm} \left(\frac{2 \cdot \pi \cdot 36,25}{60} \right)$$

$$P = 3775,7820 \text{ watt}$$

$$\text{Konversi watt ke Hp} \left(\frac{3775,7820}{746} \right) = 5 \text{ Hp}$$

4.2.1.3 Perhitungan Putaran Mesin

Terdapat dua tingkat reduksi seperti pada skema transmisi sebagai berikut:



Motor listrik yang direncanakan menggunakan motor 5 HP 1450 rpm, Puli pada motor listrik menggunakan puli ukuran 2 inchi, dan pada input gearbox menggunakan puli ukuran 4 inchi. Dengan reduksi gearbox 1 : 20

$$a. \quad \text{Rasio} = 2 : 4$$

$$N_1 = 1450 \text{ rpm}$$

$$N_2 = \dots\dots?$$

$$N_2 = \frac{N_1 \times 2}{4}$$

$$N_2 = \frac{1450 \times 2}{4} = 725 \text{ rpm}$$

Type gearbox yang digunakan adalah WPA 70 dengan perbandingan 1 : 20. Gearbox dihubungkan dengan putaran motor listrik yang sudah direduksi 725 rpm untuk mengetahui putaran output dari gearbox, didapat dengan persamaan

$$b. \quad i = \frac{n_2}{n_1}$$

$$20 = \frac{725}{n_1}$$

$$n_1 = \frac{725}{20} = 36,25 \text{ rpm}$$

Torsi yang dihasilkan oleh gearbox bisa dihitung dengan persamaan:

$$c. \quad Tr = \frac{60 \cdot P}{2 \pi n}$$

$$Tr = \frac{60 \cdot 3775,7820}{2\pi \cdot 36,25} = 994,65 \text{ Nm}$$

Total reduksi dari mesin ini bisa dihitung dari diameter puli yang dipakai dan reduksi yang terjadi pada gearbox dengan persamaan persamaan sebagai berikut:

- Puli motor listrik (Z_1) : 2 inchi = 5,08 cm
- Puli input gearbox (Z_2) : 4 inchi = 10,16 cm
- Reduksi gearbox : 1 : 20

$$d. \quad \frac{z^2}{z^1} \times \frac{1}{20}$$

$$\frac{10,16}{5,08} \times \frac{1}{20} = 40$$

4.2.1.4 Perancangan Poros Menurut Beban Kombinasi Torsi Dan Lentur

a. Daya Dan Putaran Yang Ditransmisikan

Daya dan putaran yang ditransmisikan pada poros untuk memutar pisau adalah sebesar :

$$P = 3775,7820 \text{ watt} = 5 \text{ Hp}$$

$$n = 36,25 \text{ rpm}$$

b. Pemilihan Faktor Koreksi

Faktor koreksi (f_c) yang dipilih sebesar 1,0 dikarenakan daya maksimum yang diperlukan. Dapat dilihat pada tabel 4.1

Tabel 4.1 Faktor-Faktor Koreksi

Daya yang akan ditransmisikan	f_c
Daya rata-rata yang diperlukan	1,2 – 2,0
Daya maksimum yang diperlukan	0,8 – 1,2
Daya normal	1,0 – 1,5

c. Daya Rencana

Daya yang direncanakan dalam perhitungan poros dapat dihitung dengan persamaan:

$$P_d = f_c \cdot P$$

$$P_d = 1,0 \times 5 \text{ Hp} = 5 \text{ Hp}$$

d. Momen Puntir

Momen puntir yang mungkin akan terjadi dapat dihitung dengan persamaan:

$$T = 9,74 \times 10^5 \frac{P_d}{n_1}$$

$$T = 9,74 \times 10^5 \frac{5 \text{ Hp}}{36,25 \text{ rpm}} = 134344 \text{ kg.mm}^2$$

e. Pemilihan Bahan Kontruksi Poros

Bahan poros yang digunakan untuk mesin ini yaitu baja karbon kontruksi mesin (JIS G 4501) dengan nilai kekuatan tarik (σ_B) = 58 kg/mm²

Tabel 4.2 Baja karbon untuk konstruksi mesin dan baja batang yang dfinis dingin untuk poros

Standar dan macam	Lambang	Perlakuan panas	Kekuatan tarik (kg/mm ²)	keterangan
Baja karbon konstruksi mesin (JIS G 4501)	S30C	Penormaan	48	
	S35C	“	52	
	S40C	“	55	
	S45C	“	58	

f. Tegangan Geser Diizinkan

Tegangan geser yang diizinkan σ_a (kg/mm²) dapat dihitung dengan menggunakan persamaan:

$$\tau_a = \frac{\sigma_b}{Sf_1 \times Sf_2}$$

Dimana:

σ_b = kekuatan tarik (kg/mm²)

Sf_1 = faktor keamanan pertama

Sf_2 = faktor keamanan kedua

Nilai kekuatan tarik dapat dilihat pada tabel dengan nilai 58 kg/mm²

Untuk faktor keamanan pertama (Sf_1) diambil nilai 6,0 dikarenakan bahan S-C dengan pengaruh baja paduan, faktor keamanan kedua (Sf_2) diambil nilai 1,3 – 3,0.

$$\tau_a = \frac{58 \text{ (kg/mm}^2\text{)}}{6 \times 1,3} = 7,43 \text{ kg/mm}^2$$

g. Faktor Koreksi Momen Puntir

Faktor koreksi momen puntir (K_t) sebesar 1,0 – 1,5

Faktor lentur (C_b) nilai 1,2 – 2,3

h. Diameter Poros

Diameter poros (d_s) didapat dengan menggunakan formula:

$$d_s = \left[\frac{5,1}{\tau_a} K_t C_b T \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$d_s = \left[\frac{5,1}{7,43} \times 1,0 \times 1,2 \times 134344 \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$d_s = 48 \text{ mm}$$

i. Tegangan Geser

Tegangan geser (τ) dihitung menggunakan:

$$\tau = \frac{5,1 \cdot T}{d_s^3}$$

$$\tau = \frac{5,1 \times 134344}{(48)^3}$$

$$\tau = 6,19 \text{ kg/mm}^2$$

j. Koreksi Konstruksi Aman

$$\tau_a > \tau$$

$$7,43 \text{ kg/mm}^2 > 6,19 \text{ kg/mm}^2 = \text{kontruksi poros aman}$$

4.2.1.5 Perhitungan Puli

Perhitungan ukuran puli, mesin ini menggunakan motor listrik 5 Hp dengan putaran awal motor 1450 rpm, motor ini direduksi dengan menggunakan gearbox WPA 70 dengan perbandingan 1:20, puli yang direncanakan adalah 2 inci dan 4 inci

Diketahui: $D_1 = 2 \text{ inci} = 50,8 \text{ mm}$

$$\eta_2 = \frac{\eta_2 \cdot D_1}{D_2}$$

$$D_2 = \frac{1450 \times 50,8}{725}$$

$$D_2 = 101,6 \text{ mm}$$

$$= 4 \text{ inci}$$

Setiap 1 pisau mempunyai 3 mata pisau sehingga satu pisau dapat mencabik kaca sebesar $3 \times V \text{ mm}^3$ ($3 \times 2,56500 \text{ mm}^3 = 7,695 \text{ mm}^3$). Ada 10 pisau tetapi dalam prakteknya pisau yang menghancurkan kaca hanya 60% karena kebanyakan pisau yang menghancurkan kaca berada di bagian tengah sehingga $10 \times 60\% = 6$ pisau yang sering menghancurkan kaca, kemungkinan kaca yang dihancurkan dalam 1 rotasi adalah 45% dan yang terpotong dalam satuan putaran volume $6 \times 3 \times 45\% \times 0,00002565 \text{ m}^3 \times 1 \text{ rotasi} = 0,0000207765 \text{ m}^3/\text{rotasi}$, atau $0,0000207765 \text{ m}^3$ dalam satuan putaran, dan mesin berputar 36,25 rpm.

Maka kapasitas mesin:

$$36,25 \text{ rpm} \times 0,0000207765 \text{ m}^3/\text{rotsi} = 0,000753148 \text{ m}^3/\text{menit}$$

$$0,000753148 \text{ m}^3/\text{menit} \times 60 \text{ menit} = 0,045188888 \text{ m}^3/\text{jam}$$

$$0,045188888 \text{ m}^3/\text{jam} \times 2,6 \text{ g/cm}^3 = 112,97222 \text{ kg/jam}$$

4.2.2 Analisa Perancangan

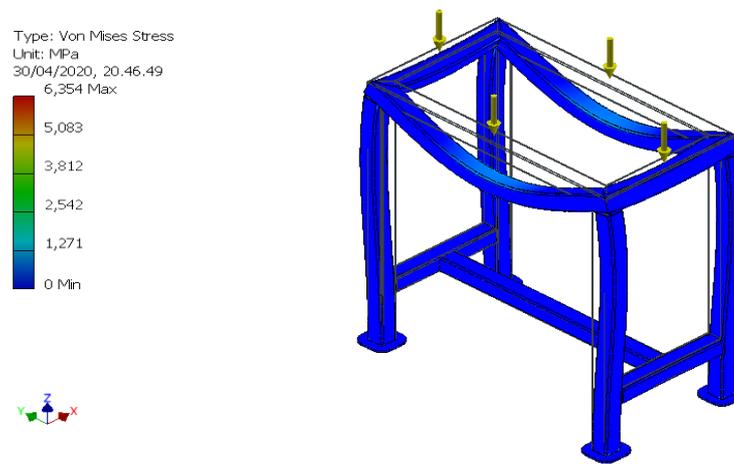
Sebelum menganalisis perancangan telah menentukan beban untuk rangka sebesar 85,7034 N dengan menghitung beban material menggunakan rumus volume besi (V_b) dikali berat jenis besi (B_{jb}) dan dengan percepatan gravitasi $9,81 \text{ m/s}^2$, beban untuk poros sebesar 30,732 N, dan beban untuk mata pisau sebesar $12,3 \text{ kgf/cm}^2$ didapat dari tabel syarat tekanan dalam dari botol kaca, bisa dilihat ditinjau dari pustaka.

4.2.2.1 Analisa Rangka

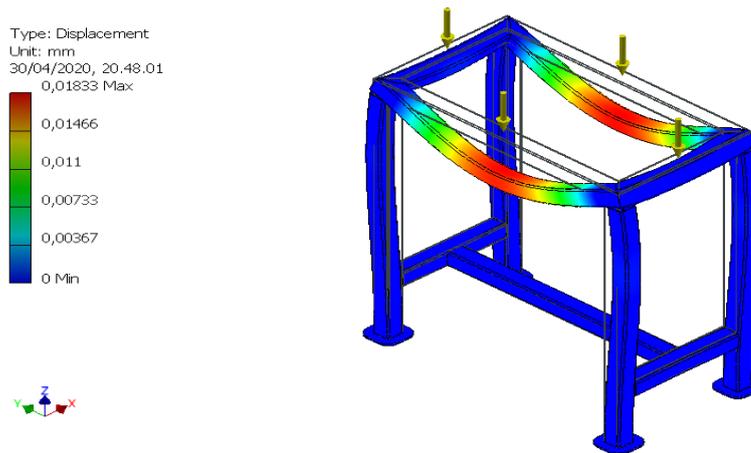
Analisa dilakukan pada rangka dengan beban tertentu, rangka dianalisis menggunakan *stress analysis* pada inventor dengan gaya tekan kebawah yang dipakai, ada dua analisis yang dilakukan. Hasil dapat dilihat pada Gambar 4.3 dan 4.4

Tabel 4.3 Gaya Statis Pada Rangka

Gaya Statis Pada Rangka	
Bagian yang dianalisa	Rangka
Matrial	Baja karbon SC45
Beban tekan yang diterapkan pada rangka	85,7034 N



Gambar 4.3 Analisis *Von Mises Stress* Rangka



Gambar 4.4 Analisis *Displacement* Rangka

Simulasi pembebanan pada pada rangka ini memberikan beban sebesar 85,7034 N, dimana beban tersebut merupakan beban dari bok *shredder* dan

semua komponennya, dengan percepatan gravitasi $9,81 \text{ m/s}^2$. Material yang digunakan adalah baja karbon SC45. Kemudian untuk menentukan *safety factor* dengan menggunakan metode Thumb. ($SF = SF \text{ material} \times SF \text{ tegangan} \times SF \text{ geometri} \times SF \text{ analisis kegagalan} \times SF \text{ keandalan}$)

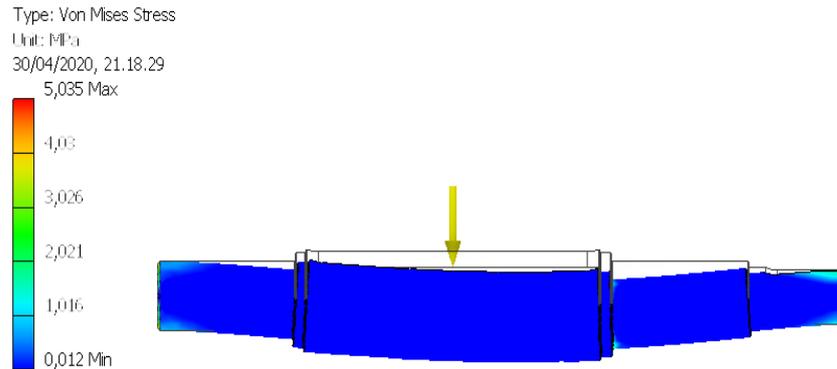
$SF = 1,1 \times 1,0 \times 1,0 \times 1,5 \times 1,6 = 2,64$ dibulatkan menjadi 3. *Yield strength* untuk material karbon SC45 sebesar 328 MPa, dan telah ditentukan harga *safety factor* adalah 3. Tegangan ijin yang didapat adalah sebesar 114 MPa, kemudian hasil dari *von mises stress* adalah sebesar 6,354 MPa. Sehingga dapat dikatakan aman karena *von mises stress* yang terjadi lebih kecil dibandingkan dengan tegangan ijin dari material. Kemudian untuk *displacement* yang terjadi adalah sebesar 0,01833 mm.

4.2.2.2 Analisis Poros

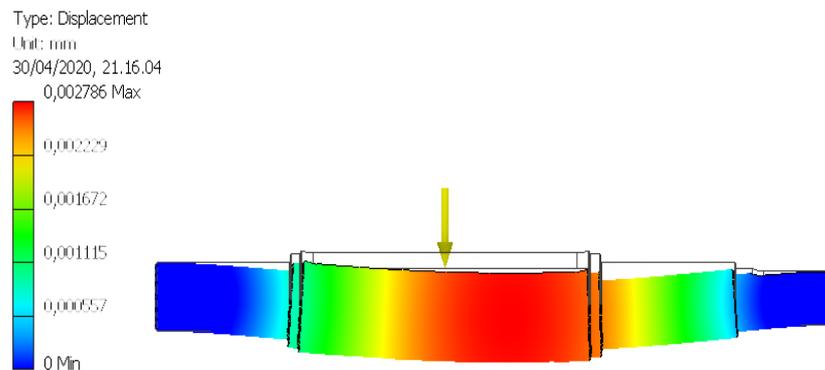
Analisa dilakukan pada poros dengan beban tertentu, poros dianalisa dengan menggunakan *stress analysis* pada inventor, gaya tekan akan diterapkan pada analisa ini. Ada dua jenis analisa yang dilakukan yaitu *displacement* dan *von mises stress*. Hasil dapat dilihat pada Gambar 4.5 dan 4.6

Tabel 4.4 Gaya Statis Pada Poros

Gaya Statis Pada Poros	
Bagian yang dianalisa	Poros
Material	Baja karbon SC45
Beban tekan yang diterapkan pada poros	30,732 N



Gambar 4.5 Analisis *Von Mises Stress* Poros



Gambar 4.6 Analisis *Displacement* Poros

Simulasi pembebanan pada pada poros ini memberikan beban sebesar 30,732 N, dimana beban tersebut merupakan beban dari pisau dan ring pisau, dengan percepatan gravitasi 9,81 m/s². Matrial yang digunakan adalah baja karbon SC45. Kemudian untuk menentukan *safety factor* dengan menggunakan metode Thumb. (SF = SF matrial x SF tegangan x SF geometri x SF analisis kegagalan x SF keandalan)

SF = 1,1 x 1,0 x 1,0 x 1,5 x 1,6 = 2,64 dibulatkan menjadi 3. *Yield strength* untuk matrial karbon SC45 sebesar 328 MPa, dan telah ditentukan harga *safety factor* adalah 3. Tegangan ijin yang didapat adalah sebesar 114 MPa, kemudian hasil dari *von mises stress* adalah sebesar 5,035 MPa. Sehingga dapat dikatakan aman karna *von mises stress* yang terjadi lebih kecil dibandingkan dengan

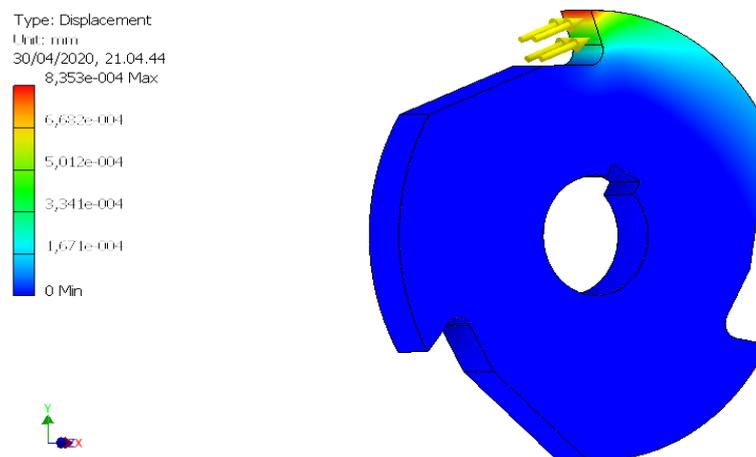
tegangan ijin dari matrial. Kemudian untuk *displacement* yang terjadi adalah sebesar 0,00,2786 mm.

4.2.2.3 Analisis Mata Pisau

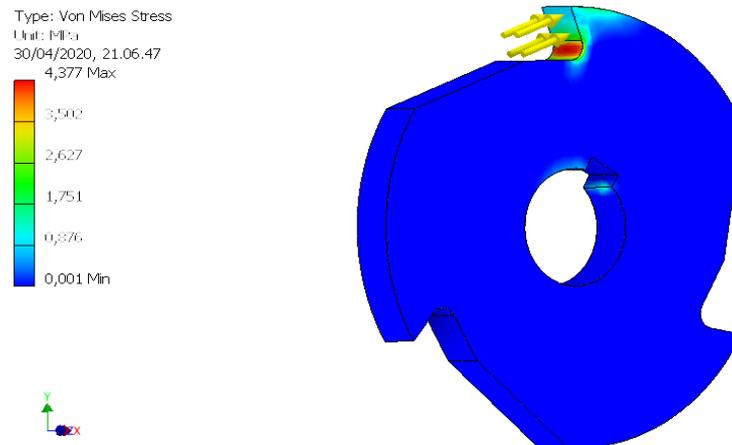
Analisa dilakukan pada mata pisau dengan beban tertentu, mata pisau dianalisa dengan menggunakan *stress analysis* pada inventor, gaya tekan akan diterapkan pada analisa ini. Ada dua jenis analisa yang dilakukan yaitu *displacement* dan *von mises stress*. Hasil dapat dilihat pada Gambar 4.7 dan 4.8

Tabel 4.5 Gaya Statis Pada Mata Pisau

Gaya Statis Pada Mata Pisau	
Bagian yang dianalisa	Mata Pisau
Matrial	Baja Karbon SC45
Beban tekan yang diterapkan pada mata pisau	73,10 kgf/cm ²



Gambar 4.7 Analisis *Displacement* Mata Pisau



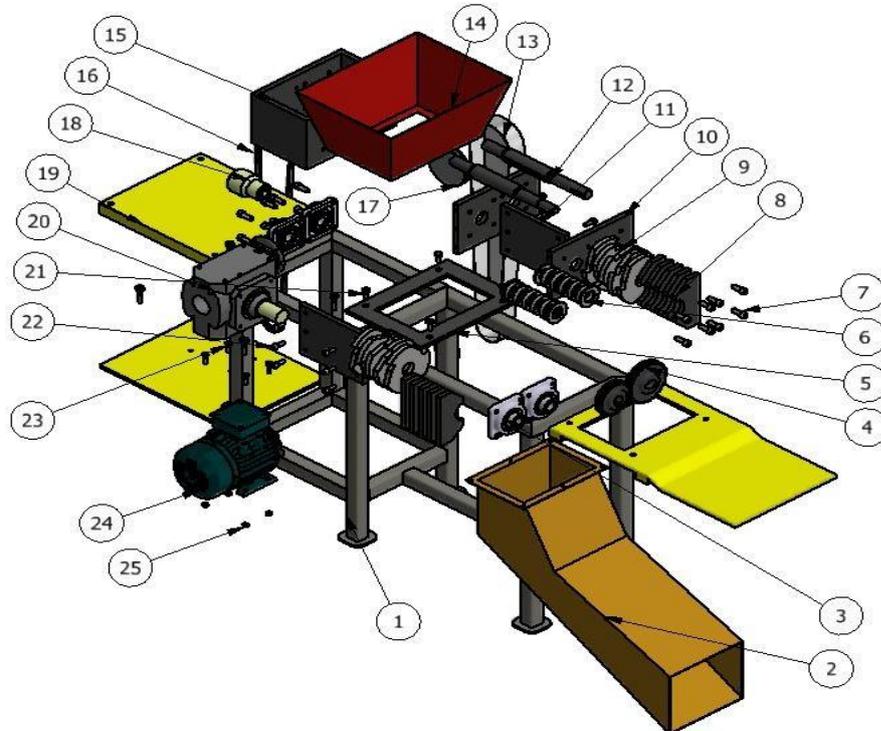
Gambar 4.8 Analisis *Von Mises Stress* Mata Pisau

Simulasi pembebanan pada pada poros ini memberikan beban sebesar 12,3 kgf/cm², dimana beban tersebut merupakan beban dari syarat tekanan dalam dari botol kaca. Matrial yang digunakan adalah baja karbon SC45. Kemudian untuk menentukan *safety factor* dengan menggunakan metode Thumb. (SF = SF matrial x SF tegangan x SF geometri x SF analisis kegagalan x SF keandalan)

$SF = 1,1 \times 1,0 \times 1,0 \times 1,5 \times 1,6 = 2,64$ dibulatkan menjadi 3. *Yield strength* untuk matrial karbon SC45 sebesar 328 MPa, dan telah ditentukan harga *safety factor* adalah 3. Tegangan ijin yang didapat adalah sebesar 114 MPa, kemudian hasil dari *von mises stress* adalah sebesar 4,377 MPa. Sehingga dapat dikatakan aman karna *von mises stress* yang terjadi lebih kecil dibandingkan dengan tegangan ijin dari matrial. Kemudian untuk *displacement* yang terjadi adalah sebesar 0,0008353 mm.

4.3 Hasil Rancangan Dan Data Spesifikasi Mesin *Shredder*

4.3.1 Spesifikasi Gambar Dan Bagian-Bagian Mesin

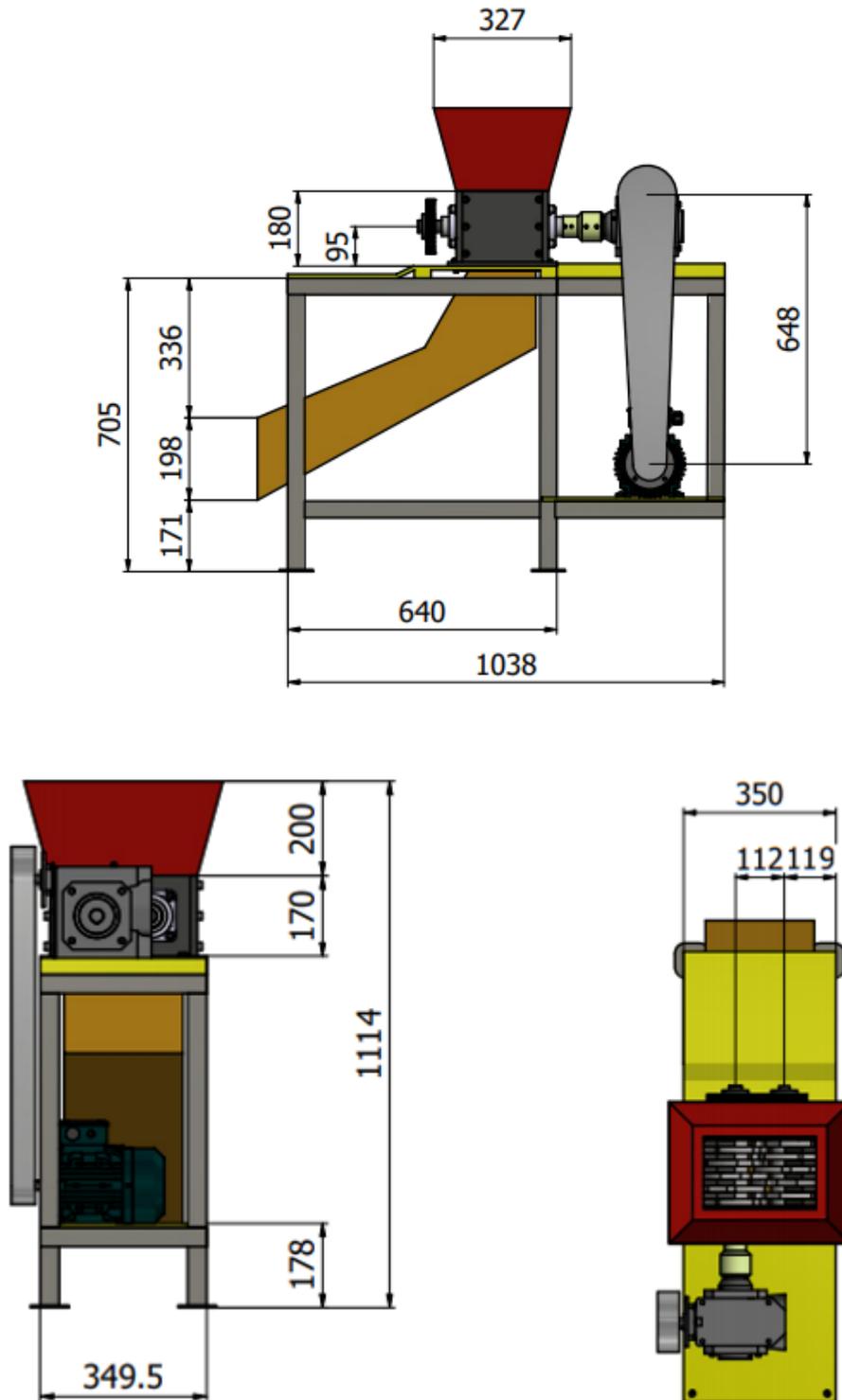


Gambar 4.9 Spesifikasi Dan Bagian-Bagian mesin

Keterangan gambar:

- | | |
|--------------------------|----------------------------|
| 1. Base Frame | 18. Motor Coupling |
| 2. Hopper Bottom | 19. Base Plate |
| 3. Bering FWS 206 | 20. Gear Box |
| 4. Spur Gear | 21. Hex Bolts Plat Chamber |
| 5. Plat Chamber Shredder | 22. Bolt L Front Plate |
| 6. Bushing | 23. Hex Bolts Pump |
| 7. Bolt L Flange FWS 206 | 24. Pump |
| 8. Sisir | 25. Nut Hex Bolts Pump |
| 9. Blade | |
| 10. Side Plate Chamber | |
| 11. Front Plate Chamber | |
| 12. Pinion Shaft | |
| 13. Belt Casing | |
| 14. Hopper Up | |
| 15. Chamber Shredder | |
| 16. V Belt | |
| 17. Grooved Pulley | |

4.3.2 Spesifikasi Gambar Dan Ukuran



Gambar 4.10 Spesifikasi Dan Dimensi Mesin