

RANCANG BANGUN *GEARBOX* UNTUK TURBIN ANGIN SAVONIUS VERTIKAL (TASV) MENGGUNAKAN METODE FEA

1) Program studi teknik industri fakultas teknik universitas adi buana Surabaya, Jl. Dukuh Menanggal XII, Surabaya 60234 Jawa Timur, Indonesia

Corresponding email ^{1*)} :
nushronali85@gmail.com

Received: 02-11-2020

Accepted: 10-12-2020

Published: 28-12-2020

©2020 Politala Press.
All Rights Reserved

M. Nushron Ali Mukhtar ^{1*)}, Erik Januar Pratama ¹⁾,
Andi Mayo Hermawan ¹⁾

Abstrak. Pengembangan roda gigi gearbox transmisi penggerak turbin angin dilakukan untuk memaksimalkan output energi pada turbin angin savonius vertikal (TASV) menggunakan metode Finite Element Analysis (FEA) untuk menganalisa struktur material yang di pakai. Dari hasil perhitungan roda gigi gearbox didapatkan roda gigi dengan modul 4 mm dengan jenis roda gigi spurs sehingga didapatkan dimensi roda gigi 1 = \varnothing 296 mm, roda gigi 2 = \varnothing 104 mm, roda gigi 3 = \varnothing 276 mm, roda gigi 4 = \varnothing 76 mm, roda gigi 5 = \varnothing 212 mm, roda gigi 6 = \varnothing 56 mm, sehingga output gearbox memiliki rasio 1:50 dan membutuhkan torsi awal sebesar 179,33 N.m / 18,30 kg yang di bebaskan pada body contact roda gigi pada saat putaran awal. Gearbox memiliki knstruksi yang mudah di bongkar pasang dan ringan sehingga memudahkan pengguna dalam membongkar jika terjadi kerusakan. Jenis roda gigi gearbox dibuat menggunakan jenis lurus (Spurs).

Kata Kunci : Finite Element Analys, Torsi Gearbox, Roda Gigi, Turbin Angin

Abstract. Development of a wind turbine drive transmission gearbox is carried out to maximize the energy output of the vertical savonius wind turbine (TASV) using the Finite Element Analysis (FEA) method to analyze the structure of the materials used. From the calculation of the gearbox gear, it is obtained a gear with a 4 mm module with a spurs gear type so that the dimensions of gear 1 = \varnothing 296 mm, gear 2 = \varnothing 104 mm, gear 3 = \varnothing 276 mm, gear 4 = \varnothing 76 mm, gear 5 = \varnothing 212 mm, gear 6 = \varnothing 56 mm, so that the gearbox output has a ratio of 1:50 and requires an initial torque of 179.33 Nm / 18.30 kg which is loaded on the gear contact body on the during the initial lap. The gearbox has easy and lightweight instructions that make it easier for users to disassemble it in case of damage. The gearbox type is made using the Spur gear.

Keywords : Finite Element Analysis, Gearbox Torque, Gear, Wind Turbine

To cite this article at <https://doi.org/10.34128/je.v7i2.147>

1. Pendahuluan

Kebutuhan energi yang semakin meningkat banyak terjadi di daerah penduduk pesisir pantai. Sehingga sebuah turbin angin saat ini sangat dibutuhkan dalam teknologi pembangkit listrik untuk digunakan di daerah pesisir pantai, yang diketahui energi listrik masih sangat minim. Tercatat sekitar 15,32 persen wilayah administrasi setingkat desa/kelurahan berada di tepi laut. Persentase tersebut secara perlahan terus meningkat dari tahun ke tahun, yang menunjukkan adanya pemekaran wilayah desa/kelurahan yang signifikan pada wilayah yang berada di tepi laut.[1]. Diketahui bahwa area pesisir pantai sangat kaya akan angin yang mana bisa di manfaatkan untuk pembangkit listrik jenis turbin angin. Namun Potensi angin di Indonesia pada umumnya memiliki kecepatan angin yang rendah berkisar antara 3 m/s – 7 m/s, sehingga jenis turbin angin *vertikal* dirasa sangat cocok untuk digunakan pada kondisi kecepatan angin rendah. [2]

Banyak desain turbin angin yang di buat untuk memenuhi kebutuhan energi listrik dengan berbagai model dan keunggulan masing-masing mulai dari turbin angin sumbu *vertical* dan *horizontal*. Namun dari beberapa desain, turbin angin savonius vertical (TASV) lebih dominan karena dapat berputar di kecepatan angin yang

rendah. Sehingga perlu di lakukan pengembangan pada pembuatan *gearbox* untuk percepatan putaran turbin angin, yang diharapkan bisa menghasilkan output energi listrik yang jauh lebih besar.

2. Tinjauan Pustaka

Gearbox merupakan sistem transmisi yang berfungsi sebagai pemindah tenaga untuk menyalurkan tenaga dari bagian mesin satu ke bagian lainnya. Sehingga dapat menghasilkan sebuah gerakan putaran atau pergeseran dari bagian yang terhubung. Dalam sebuah *gearbox* terdapat beberapa komponen yang menunjang sebuah transmisi pemindah tenaga yang terdiri dari beberapa roda gigi yang berkesinambungan antara satu dengan yang lainnya untuk menyalurkan putaran sesuai rasio perbandingan yang digunakan.

Proses analisa struktur desain *gearbox* pada penelitian ini akan menggunakan metode FEA Metode *Finite Element Analysis* atau Metode Elemen hingga yang pertama kali diperkenalkan oleh Turner et al, yang merupakan teknik komputasi yang kuat untuk mencari solusi masalah secara kompleks. *Finite Element Analysis (FEA)* atau Metode Elemen Hingga merupakan metode yang digunakan untuk menentukan stress, deformasi, perpindahan panas, fluida dan efek fisik lainnya. Elemen ini digunakan untuk menyelesaikan masalah yang sulit dipecahkan oleh metode lain. Analisis ini digunakan untuk menunjukan apakah ada masalah pada suatu produk, misal pecah, aus atau produk tersebut telah baik atau tidak. Output dari analisis ini adalah hasil prediksi yang nantinya akan terjadi pada saat produk tersebut diproses maupun digunakan [3].

Dalam penelitian akan di ambil parameter yang akan di jelaskan meliputi *Von mises, Displacement/ Deformasi, Safety Factor*, gaya dan torsi yang terjadi pada roda gigi seperti berikut :

a. Von Mises

Von Mises merupakan tegangan atau dalam istilah lain *stress*, adalah besaran pengukuran intensitas gaya atau reaksi yang timbul per satuan luas. Persamaan matematis dari *engineering stress* adalah sebagai berikut :

$$\sigma = F / A_0 \quad (1)$$

Keterangan :

- σ : Tegangan (Pa, N/m²)
- F : Beban yang diberikan (N.m)
- A : Luas Penampang (m²)

$$\text{Tegangan } (\sigma) = \frac{\text{Force}(F)}{\text{Luas Penampang}}$$

b. Deformasi (*Displacement*)

Deformasi (*Displacement*) Merupakan suatu perubahan yang terjadi karena disebabkan oleh suatu gaya yang menekan benda tersebut sehingga benda mengalami perubahan bentuk. Deformasi dibagi menjadi 2 yaitu deformasi plastis dan deformasi elastis [3]. Berikut perhitungan deformasi (*Displacement*) dengan persamaan :

$$\text{Deformasi } (\delta) = \text{Regangan } (\epsilon) \times T \quad (2)$$

c. Regangan (*Strain*)

Regangan (*strain*) merupakan pertambahan panjang suatu struktur atau batang akibat pembebanan. [4]

$$\text{Regangan } (\epsilon) = \frac{\text{Tegangan } (\sigma)}{\text{Modulus Elastisitas } (E)} \quad (3)$$

Regangan merupakan perubahan bentuk yang terjadi pada sebuah benda jika ada dua buah gaya yang berlawanan arah mengenai ujung-ujung benda. sehingga peristiwa regangan tersebut membuat benda bertambah bertambah panjang.

d. Safety Factor

Safety Factor adalah merupakan faktor yang menunjukkan tingkat kemampuan suatu bahan teknik menerima beban dari luar, yaitu beban tekan maupun tarik. Faktor ini identik dengan perbandingan antara tegangan ijin (*allowable stress*) dengan tegangan terbesar (*maksimum stress*) yang terjadi. [5]

$$\text{Faktor Keamanan } (n) = \frac{S_y}{\sigma_e} \quad (4)$$

- S_y : Yield Strength
- σ_e : Tegangan Von

e. Dasar teori perhitungan

Berikut dasar teori perhitungan untuk menghitung tegangan-tegangan yang terjadi pada roda gigi *gearbox*.

1) Daya momen inersia

Momen inersia adalah daya yang dibutuhkan karena adanya momen inersia. Untuk mendapatkan daya tersebut maka harus diketahui dulu besarnya : momen inersia, kecepatan sudut dan percepatan sudut, serta besarnya torsi. Sedangkan untuk mendapatkan momen inersia pada silinder pejal dapat menggunakan rumus sebagai berikut :

$$I = \frac{1}{2} m \cdot r^2 \tag{5}$$

Keterangan : I : momen Inersia
 m : Massa Poros (kg)
 r : Jari-jari poros (m)

2) Kecepatan keliling

Kecepatan keliling dari roda gigi dapat dihitung dengan menggunakan persamaan yang menggunakan diameter maupun radius roda gigi, dengan putaran (rpm), secara matematis sebagai berikut :

$$V = \frac{\pi \cdot DpA \cdot n_1}{60000} \tag{6}$$

Keterangan : V = Kecepatan keliling (m/s)
 DpA = Diameter poros Input (mm)
 n₁ = Putaran poros Input (rpm)

3) Gaya tangensial

Besar gaya tangensial yang dialami roda gigi dapat dihitung dengan menggunakan rumus :

$$F_t = \frac{102Pa}{V} \tag{7}$$

Keterangan : Ft = Gaya tangensial roda gigi (kg)
 Pa = Daya perancangan (kw)
 V = Kecepatan keliling (m/s) [6]

4) Tegangan Lentur

Tegangan lentur yang terjadi adalah

$$\sigma_t = \frac{bFth}{bt^2} \tag{8}$$

Keterangan :
 σ_t = Tegangan lentur yang terjadi (kg/mm²)
 Ft = Gaya tanensial pada roda gigi (kg)
 h = tinggi gigi (mm)
 b = lebar sisi roda gigi/ Tebal Gigi
 t = lebar gig

5) Tegangan geser

Tegangan geser yang terjadi (tg) dapat dihitung dengan menggunakan rumus :

$$\tau_a = \frac{F}{A} \quad (A = \text{Luas penampang} = b \times h) \tag{9}$$

6) Acceleration/Percepatan

Sedangkan untuk mencari percepatan (α) dapat diperoleh dari rumus :

$$\alpha = \frac{\omega_1 - \omega_2}{\Delta t} \rightarrow \omega = \frac{2\pi}{60} n \tag{10}$$

7) Gaya awal roda gigi

Besarnya gaya pemutar roda gigi awal dapat di dekati dengan rumus sebagai berikut :

$$F_D = \frac{1}{2} \cdot C_D \cdot \rho \cdot v^2 \cdot A \tag{11}$$

Keterangan : CD = Coefficient drag
 FD = Gaya pemutar (N)
 v = Kecepatan putar (m/s)
 A = Luas penampang roda gigi (m²)
 ρ = Massa jenis (kg/m³)

Nilai Coefficient drag (CD) di ambil pada tabel yang tergantung pada bentuk luasan yang mengenai body contact roda gigi.

8) Torsi Roda gigi

Untuk mengetahui torsi awal yang terjadi pada rancangan roda gigi gearbox dapat menggunakan rumus seperti di bawah ini :

$$T = (I \cdot \alpha) + (F \cdot r) \tag{12}$$

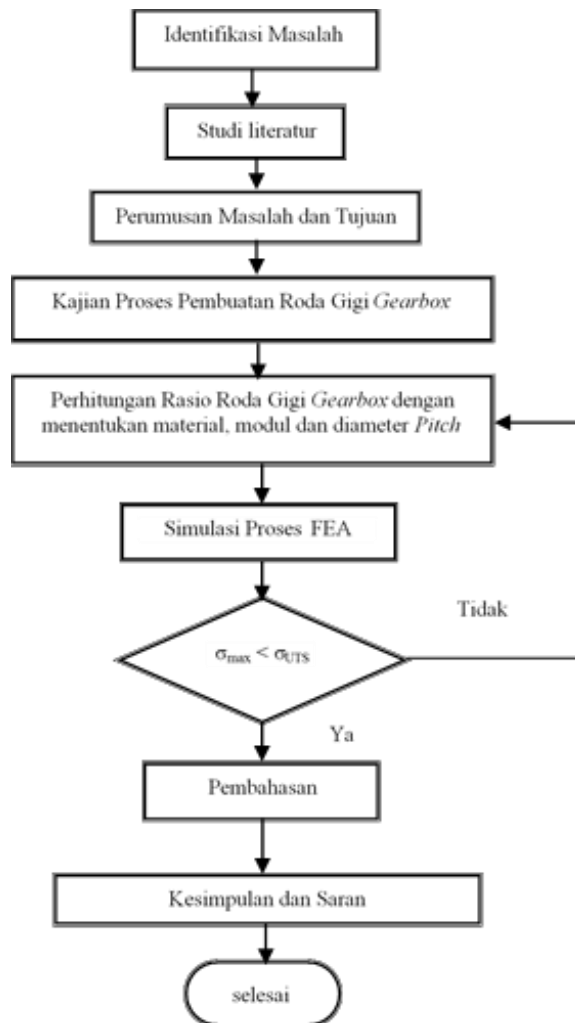
Keterangan : T : Torsi (N.m)



I : Moment Inersia ($kg\ m^2$)
 α : Acceleration/ Percepatan (m/s^2)
 F : Beban Gaya (N)
 r : Radius (m) [7]

3. Metodologi

Dalam perancangan dan pembuatan sebuah gearbox untuk turbin angin savonius vertical (TASV), diperlukan beberapa tahapan proses yang akan di gambarkan pada diagram alir berikut ini.



Gambar 1. Skema diagram alir penelitian

Desain roda gigi yang akan dibuat menggunakan modul 4 mm untuk menyesuaikan dimensi roda gigi gearbox dengan turbin angin savonius vertikal (TASV) dan generator. Sehingga dalam pembuatan rancangan roda gigi gearbox dapat di buat dengan perbandingan yang di butuhkan sesuai hasil perhitungan pada Tabel 1 berikut :

Tabel. 1 Hasil Perhitungan perbandingan Roda gigi

Roda Gigi	Bagian									
	M	Z	D	Da	Df	ha	hf	H	T	b
1	4	72	288	296	279	4	4,6	8,6	6,3	20
2	4	24	96	104	86,7	4	4,6	8,6	6,3	20
3	4	67	268	276	259	4	4,6	8,6	6,3	20
4	4	17	68	76	58,7	4	4,6	8,6	6,3	20
5	4	51	204	212	195	4	4,6	8,6	6,3	20
6	4	12	48	56	38,7	4	4,6	8,6	6,3	20

Keterangan:

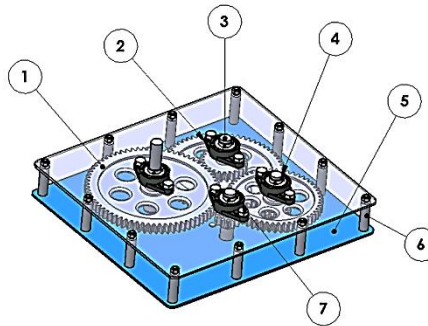
- M = Modul Pisau Gigi
- Z = Jumlah Gigi
- D = Diameter Pitch
- Da = Diameter Luar
- Df = Diameter Kaki
- ha = Tinggi kepala gigi (*Addendum*)
- hf = Tinggi kaki gigi (*Dedendum*)
- H = Kedalaman alur gigi/Tinggi gigi
- T = Lebar Gigi
- b = Tebal Gigi

Dari hasil perhitungan Tabel 1 maka perbandingan jumlah roda gigi dengan modul 4mm akan dibuat dengan rincian sebagai berikut :

$$Z = \text{Jumlah roda gigi} \quad \frac{z_1}{z_2} \times \frac{z_3}{z_4} \times \frac{z_5}{z_6} = \frac{72}{24} \times \frac{67}{17} \times \frac{51}{12} = 50.24$$

Bahan Perancangan gearbox

Proses perancangan gearbox terdiri dari beberapa komponen material bahan yang digunakan sesuai spesifikasi rancangan gearbox yang ada pada gambar berikut :



Gambar 2. Rancangan Roda Gigi Gearbox

Tabel 2. Bahan Perancangan Gearbox

No	Bahan	Spesifikasi	Jumlah	Keterangan
1	Roda gigi 1	Ø 296 mm x 25 mm	1 Pcs	ST 70
	Roda gigi 2	Ø 104 mm x 25 mm	1 Pcs	ST 70
	Roda gigi 3	Ø 276 mm x 25 mm	1 Pcs	ST 70
	Roda gigi 4	Ø 76 mm x 25 mm	1 Pcs	ST 70
	Roda gigi 5	Ø 212 mm x 25 mm	1 Pcs	ST 70
	Roda gigi 6	Ø 56 mm x 25 mm	1 Pcs	ST 70
2	Pillow Block	UCFL 205 @25mm	8 set	ASB
3	As Besi	Ø 40 mm x 600 mm	1 Batang	ST 70
4	Snap ring	DIN 471 S @25mm	8 Pcs	Carbon Steel
5	Plat Besi	8 x 510 x 560mm	2 Lembar	BS 4360
6	As Besi	Ø 20 mm x 1300 mm	1 Batang	ST 70
7	Mur + Baut	M 10 x 35 mm	40 Pcs	Hex Bolt 8.8

4. Hasil dan Pembahasan

Hasil Perhitungan Torsi awal roda gigi

sebelum dilakukan perhitungan torsi akan dilakukan perhitungan momen inersia dikarenakan Shaft roda gigi gearbox berbentuk silinder pejal maka digunakan rumus :

$$I = \frac{1}{2} m \cdot r^2$$

Keterangan : I : momen Inersia

m : Massa Poros (kg)

r : Jari-jari poros (m)

$$I = \frac{1}{2} 7,08Kg \cdot (0.144)^2 = 0,073405 kg/m^2$$

Luasan penampang roda gigi pada body contact yang pertama dengan panjang (b) = 20 mm dan lebar (h) = 8.6 mm. Maka luasan penampang :

$$\begin{aligned} \text{Luas Penampang roda gigi} &= b \times h \\ &= 20 \times 8,6 \\ &= 0.172 m^2 \end{aligned}$$

Karena asumsi putaran *gearbox* awal yang diinginkan adalah 40 rpm dan diameter roda gigi pertama direncanakan 288 mm maka dari rumus di dapatkan kecepatan keliling dari roda gigi dengan menggunakan persamaan sebagai berikut :

$$V = \frac{\pi \cdot DpA \cdot n_1}{1000 \cdot 60}$$

$$V = \frac{3,14 \times 288 \times 40}{60000}$$

$$V = 0,603 \text{ m/s}$$

Setelah di ketahui kecepatan keliling roda gigi dengan asumsi daya output 300w = 0,3 dengan daya awal 6w = 0,006 kw maka besar Gaya tangensial yang dialami pada roda gigi adalah :

$$F_t = \frac{102 \cdot Pa}{V}$$

$$F_t = \frac{102 \times 0,006}{0,603}$$

$$F_t = 1,02 \text{ kg}$$

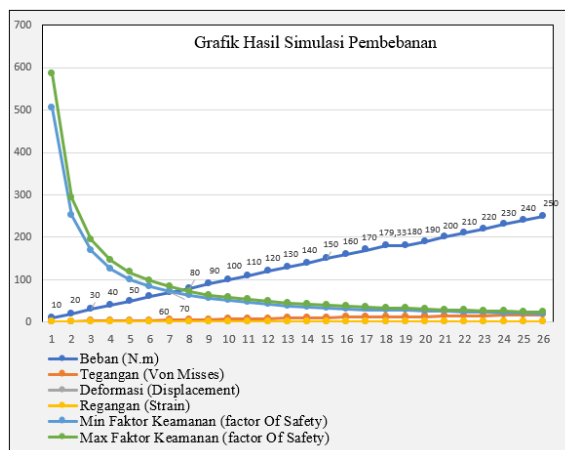
Dari nilai gaya tangensial yang di dapat, maka tegangan lentur yang terjadi pada roda gigi adalah

$$\sigma_i = \frac{b \cdot F_t \cdot h}{bt^2}$$

$$\sigma_i = \frac{6 \times 1,02 \times 8,6}{20 \times (6,3)^2}$$

$$= 0,0663 \text{ kg/mm}^2$$

Tegangan geser yang terjadi (τ_g) :



Gambar 3. Grafik Hasil Simulasi Pembebanan

Untuk mencari percepatan (α) dapat diperoleh dari rumus :

$$\alpha = \frac{\omega_1 - \omega_0}{\Delta t} = \frac{2\pi}{60} n \quad (13)$$

Maksud dari Δt adalah waktu yg diperlukan oleh roda gigi *gearbox* saat berhenti sampai keadaan kecepatan konstan. Dalam rancangan ini Δt tersebut diasumsikan sebesar 1 detik.

$$\omega = \frac{2,314}{60} \cdot 100$$

$$\omega = 10,467 \text{ rad / s}$$

Sehingga :

$$\alpha = \frac{11,304 \text{ rad / s} - 0 \text{ rad / s}}{1 \text{ s}}$$



$$\alpha = 10,467 \text{ rad / s}$$

Oleh karena itu di dapatkan nilai gaya roda gigi awal :

$$\begin{aligned} F_D &= \frac{1}{2} \cdot C_D \cdot P \cdot v^2 \cdot A \\ &= \frac{1}{2} \cdot 2,05 \cdot 19,32 \cdot 0,603^2 \cdot 0,172 \\ &= 1,24 \text{ Nm} \end{aligned}$$

Untuk mengetahui torsi awal pada rancangan roda gigi *gearbox* dengan menggunakan rumus :

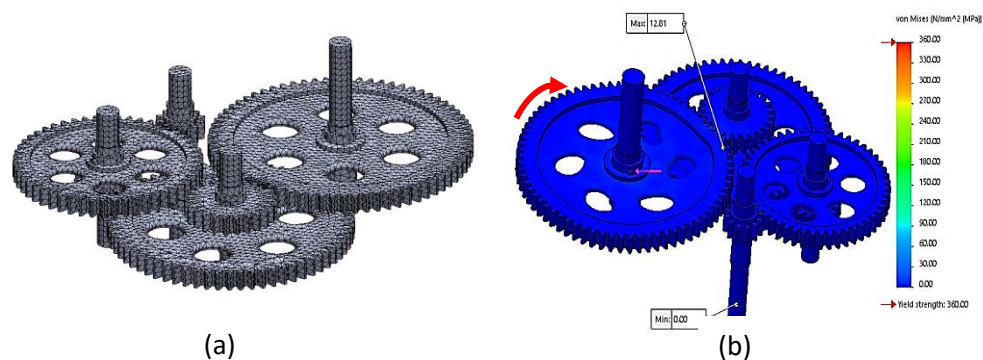
$$\begin{aligned} T &= (I \cdot \alpha) + (F \cdot r) \\ &= \left(0,073405 \text{ kg/m}^2 \cdot 10,467 \text{ rad/s}^2 \right) + (1,24 \cdot 144) \\ &= 0,7683 \text{ N.m} + 178,56 \text{ N.m} \\ &= 179,33 \text{ N.m} \end{aligned}$$

Dari perhitungan diatas besarnya torsi ditemukan adalah 179,33 N.m / 18,30 kg.

Setelah diketahui torsi awal dari roda gigi *gearbox* selanjutnya dilakukan proses simulasi pada design roda gigi *gearbox* menggunakan solidwork 2016 dengan bahan material DIN Steel St70-2/E360 untuk mengetahui gaya dan tegangan yang terjadi pada torsi awal dengan melakukan *meshing* dan proses *running* dan percobaan pemberian beban dari 10 N.m – 250 N.m dengan hasil sebagai berikut :

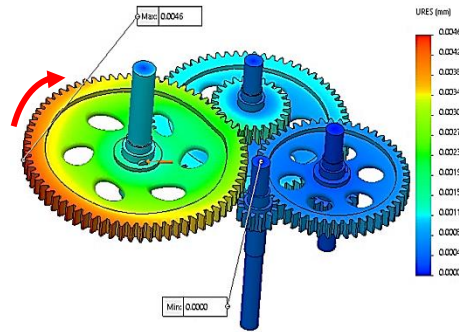
Dari grafik tersebut dapat dilihat pemberian beban dari 10 N.m – 250 N.m menghasilkan tegangan, deformasi, dan regangan yang berjalan linier sesuai beban yang di berikan. Jika beban yang di berikan semakin besar maka nilai tegangan, deformasi dan regangan maka akan semakin besar. Namun untuk minimum dan maksimum factor keamanan menunjukkan bahwa semakin besar beban maka factor keamanan pada material akan semakin kecil. Dari data tersebut di ambil beban torsi sesuai perhitungan yang telah dilakukan dengan hasil proses simulasi yang di bebaskan pada *body contact* yang pertama dengan hasil sebagai berikut :

1. Proses *Meshing* & Tegangan Von Misses



Gambar 4. (a) Proses *Meshing*. (b) Tegangan Von Mises

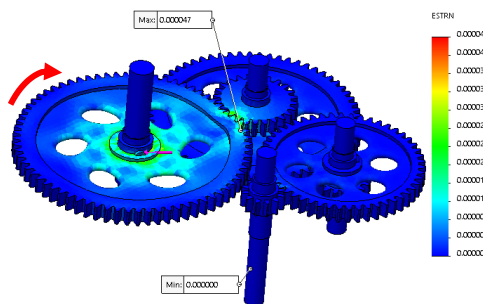
Dari hasil simulasi roda gigi *gearbox* dengan beban 179,33N.m, tegangan yang dihasilkan dapat dilihat pada gambar diatas dengan nilai tegangan maksimum 12,81 MPa dimana nilainya masih jauh dibawah nilai *yield strength* material sebesar 360 MPa sehingga belum terjadi *deformasi* plastis yang berlebihan dan masih bisa dikatakan aman.



2. Deformasi (*displacement*)

Gambar 5. Deformasi (*displacement*)

Pemberian beban 179,33N.m pada simulasi roda gigi *gearbox* menghasilkan deformasi yang diplotkan pada gambar diatas dengan nilai deformasi maksimum 0,0046 mm dimana nilainya masih kecil dari arah gaya beban putar yang di berikan.

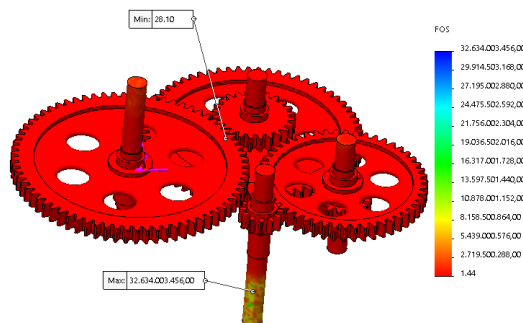


3. Regangan (*Strain*)

Gambar 6. Regangan(*Strain*)

Regangan Strain yang dihasilkan dari proses simulasi dengan beban 179,33N.m, dapat diplotkan pada gambar diatas dengan nilai regangan *strain* maksimum 0,000047 mm dimana nilainya masih rendah dari struktur modulus elastisitas (E) material DIN *Steel St70-2/E360* sebesar 210.000 MPa.

4. Faktor Keamanan (*Factor of safety*)



Gambar 7. Faktor Keamanan (*Factor of safety*)

Untuk mengetahui keamanan *part* yang di simulasikan dapat ditampilkan dengan grafik *Factor Of Safety* (FOS). Hasil simulasi menunjukkan minimum faktor keamanan sebesar 28.10 sedangkan untuk factor keamanan rata-rata akibat beban yang di terima adalah 0,34 yang nilainya masih jauh dari kondisi plastis dibawah nilai *yield strength*/elastis.

5. Perhitungan Tegangan

Adapun hasil perhitungan manual dari tegangan (σ) menurut teori :

$$\left[\text{Tegangan } (\sigma) = \frac{\text{Force}}{\text{Luas Penampang}} \right]$$

$$= \frac{179,33 \text{ N.m}}{0,172 \text{ mm}^2}$$

$$= 1.043 \text{ N.m}$$

Adapun hasil perhitungan manual dari regangan (ϵ) menurut teori :

$$\text{Regangan } (\epsilon) = \frac{\text{Tegangan } (\sigma)}{\text{Modulus Elastisitas } (E)}$$

$$= \frac{1.043 \text{ MPa}}{210.000 \text{ MPa}}$$

$$= 0.00496 \text{ MPa}$$

Adapun hasil perhitungan manual dari Deformasi (δ) menurut teori :

$$\text{Deformasi } (\delta) = \text{Regangan } (\epsilon) \times T$$

$$= 0.00496 \times 6,3$$

$$= 0.031 \text{ mm}$$

Adapun hasil perhitungan manual dari Faktor Keamanan (FOS) menurut teori:

$$\text{Factor of Safety (FoS)} = \frac{\text{Yield Streght Material}}{\text{Tegangan yang dihasilkan}(\sigma)}$$

$$= \frac{360 \text{ MPa}}{1.043 \text{ MPa}}$$

$$= 0,34 \text{ Mpa}$$

Perhitungan manual torsi dan uji simulasi di lakukan pada rancang bangun roda gigi *gearbox*. Hasil dari perhitungan manual torsi diketahui Momen inersia roda gigi awal sebesar $I = 0,073405 \text{ kg/m}^2$ dengan kecepatan keliling dari roda gigi sebesar $v=0,603 \text{ m/s}$ sehingga didapatkan gaya tangensial roda gigi sebesar $F_t=1,02 \text{ kg}$, tegangan lentur sebesar $\sigma_t = 0,0663 \text{ kg/mm}^2$ dan tegangan geser sebesar $0,00593 \text{ kg/mm}^2$. Dari gaya awal roda gigi *gearbox* sebesar $F_D= 1,24 \text{ Nm}$, maka didapatkan torsi awal dari roda gigi *gearbox* sebesar $179,33 \text{ N.m}$ atau sebesar $18,30 \text{ kg}$.

Setelah diketahui hasil dari torsi awal roda gigi *gearbox* tersebut maka dilakukan uji simulasi untuk mengetahui kekuatan material yang digunakan pada rancang bangun roda gigi *gearbox* dengan metode *Finite Element Analysis (FEA)*, dengan beberapa parameter yaitu *Von mises*, *Deformasi/Displacement*, *Regangan (Strain)* dan *Safety Factor* dan berikut hasil dari perbandingan simulasi dan perhitungan manual :

Tabel 3. Hasil Simulasi dan Perhitungan Manual

Hasil	Tegangan (<i>Von Misses</i>)	Deformasi (<i>Displacement</i>)	Regangan (<i>Strain</i>)	Faktor Keamanan (factor Of Safety)
Simulasi	12,81 Mpa	0,0046 mm	0,000047 mm	30
Manual	1.043 Mpa	0.031 mm	0.00496 mm	0,34

Dari hasil simulasi dan perhitungan di atas nilai yang dihasilkan jauh di bawah standart kekuatan material bahan DIN *Steel St70-2/E360*. Sehingga dalam struktur rancang bangun roda gigi *gearbox* dapat dikatakan aman. Untuk itu selanjutnya dilakukan pembuatan roda gigi *gearbox* sesuai rancangan yang telah di buat untuk menghasilkan *gearbox* dengan perbandingan 1:50 dan hasil dari pembuatan *gearbox* seperti pada Gambar 8.



Gambar 8. Hasil pembuatan Gearbox

Metode FEA ini juga pernah diterapkan pada penelitian [8] guna mengetahui tegangan maksimum yang terjadi pada saat proses *ironing* berlangsung. Pada penelitian tersebut menunjukkan bahwa tegangan yang terjadi pada dinding *cup* sangat bervariasi, namun yang paling tinggi adalah pada bagian paling bawah *cup* mendekati dasar dengan nilai tegangan sebesar 348 MPa dengan sudut *dies Ironing* 25°. Selain itu pada penelitian [9] yang melakukan penelitian serupa, menunjukkan bahwa dari analisis FEA yang telah dilakukan dapat menginterpretasikan perkiraan hasil yang kemungkinan akan terjadi jika tegangan yang diterima sama dengan saat *part* tersebut dibuat dalam bentuk/dimensi sebenarnya.

5. Kesimpulan

Dari hasil perhitungan roda gigi *gearbox* didapatkan roda gigi dengan modul 4 mm dengan jenis *spurs gear* sehingga didapatkan dimensi roda gigi 1 = \varnothing 296 mm x 20 mm, roda gigi 2 = \varnothing 104 mm x 20 mm, roda gigi 3 = \varnothing 276 mm x 20 mm, roda gigi 4 = \varnothing 76 mm x 20 mm, roda gigi 5 = \varnothing 212 mm x 20 mm, roda gigi 6 = \varnothing 56 mm x 20 mm, sehingga *output gearbox* memiliki rasio 1:50. Pemberian beban dari 10 N.m – 250 N.m menghasilkan tegangan, deformasi, dan regangan yang berjalan linier sesuai beban yang diberikan. Jika beban yang diberikan semakin besar maka nilai tegangan, deformasi dan regangan maka akan semakin besar. Namun untuk minimum dan maksimum faktor keamanan menunjukkan bahwa semakin besar beban maka faktor keamanan pada material akan semakin kecil. Roda gigi *gearbox* membutuhkan torsi awal sebesar 179,33 N.m / 18,30 kg yang dibebankan pada *body contact* roda gigi saat putaran awal.

Daftar Pustaka

- [1] Badan Pusat Statistik Indonesia, Statistik Sumber Daya Laut dan Pesisir 2018, Jakarta: Badan Pusat Statistik, 2018.
- [2] I. B. Alit, N. Nurchayati and S. H. Pamuji, "Turbin angin poros vertikal tipe Savonius bertingkat dengan variasi posisi sudut. Dinamika Teknik Mesin,," *Dinamika Teknik Mesin*, vol. 6, no. 2, pp. 107-112, 2016.
- [3] P. W. Anggoro, E. Saputra, M. Taufiqirrahman, J. Jamahari and A. P. Bayususeono, "A 3 Dimensional Finite Element Analysis Of The Inshole Shoe Orthotic For Foot Deformities," *International Journal Of Applied Engineering Reseach*, vol. 12, no. 15, pp. 5254-5260, 2017.
- [4] A. P. Irawan, Diktat Elemen Mesin, Jakarta, 2009.
- [5] I. P. Mulyanto, A. Trimulyono and S. F. Khristison, "Analisa Kekuatan Konstruksi Internal Ramp Sistem Stee Wire Rope Pada Km. Dharma Kencana VIII Dengan Metode Elemen Hingga," *Kapal : Jurnal Teknologi dan Ilmu Kelautan*, vol. 11, no. 2, pp. 85-92, 2014.
- [6] Sularso and S. Kikoyatsu, Dasar Perencanaan Dan Pemilihan Elemen Mesin, II ed., Jakarta: Pradya Paramitha 2004.
- [7] W. R. F. Ardiyansyah, "Perencanaan Dan Perhitungan Transmisi Pada Mesin Pengaduk Tipe Horizontal Berkapasitas 60 Kg/Jam," Institut Teknologi Sepuluh Nopember, Surabaya, 2016.
- [8] M. N. Ali Mukhtar and S. Rochman, "Analisis Simulasi Proses Ironing Untuk Mengetahui Ketinggian Dinding Berdasarkan Variasi Reduksi Ketebalan Dinding," *WAKTU : Jurnal Teknik UNIPA*, vol. 15, no. 2, pp. 66-72, 2017.
- [9] M. N. Ali Mukhtar, I. M. L. Batan, B. Pramujati and A. S. Pramono, "Simulation of Ironing Process for Bullet Case to Get Minimum Forming Force with Variation of Die Angle and Reduction Wall Thickness," *Applied Mechanics Materials*, vol. 836, pp. 197-202, 2016.