



ISSN 2338-0322

# JURNAL TEKNIK PERKAPALAN

Jurnal Hasil Karya Ilmiah Lulusan S1 Teknik Perkapalan Universitas Diponegoro

## Studi Analisis Kekuatan Intermediate Shaft Z-Peller Pada Kapal KT. Bima 306 Akibat Variasi Geometri

Richad Yunanto<sup>1)</sup>, Hartono Yudo<sup>1)</sup>, Imam Pujo Mulyatno<sup>1)\*</sup>

<sup>1)</sup>Laboratorium Kontruksi

Departemen Teknik Perkapalan, Fakultas Teknik, Universitas Diponegoro  
Jl. Prof. Soedarto, SH, Kampus Undip Tembalang, Semarang, Indonesia 50275

\*e-mail : [yunantorichad@student.undip.ac.id](mailto:yunantorichad@student.undip.ac.id), [hartono.yudo@yahoo.ac.id](mailto:hartono.yudo@yahoo.ac.id), [pujomulyatno2@gmail.com](mailto:pujomulyatno2@gmail.com)

### Abstrak

System Z-Peller merupakan salah satu sistem propulsi penggerak kapal. Z-Peller ini terpasang vertical yang dapat berputar 360 derajat dan terjadi perbedaan posisi antara mesin induk dengan z-peller lalu dihubungkan dengan intermediate shaft yang memiliki sudut elevasi. Intermediate shaft ini memiliki beberapa komponen diantaranya shaft, flange, baut, dan universal joint. Sudut elevasi terjadi karena terbentuknya penekukan pada komponen universal joint yaitu spider dengan yoke spline. Dengan rangkaian seperti itu, memungkinkan terjadinya kegagalan mekanis akibat tegangan dari momen torsi yang dihasilkan mesin induk. Setelah melihat referensi, daerah kritis sering terjadi pada komponen poros dan universal joint. Maka dari itu, perlu adanya analisis kekuatan dengan tujuan penelitian mengetahui tegangan geser maksimal, von mises dan safety factor dari variasi geometri pada komponen tersebut. Hasil penelitian ini mendapatkan pada model asli, maximum shear stress sebesar 36,85 Mpa komponen poros dan maximum von mises sebesar 329,5 Mpa komponen universal joint. Untuk model yang sudah variasi geometri dengan pengurangan atau penambahan sebesar 5 mm didapatkan maximum shear stress terletak pada komponen poros dan maximum von mises stress terletak pada komponen universal joint. Safety factor pada tiap komponen yang telah memenuhi standarisasi kriteria yang berlaku. Kecuali komponen universal joint model tipe 1 dan 2 juga komponen baut model tipe 1 belum memenuhi standarisasi atau masih dibawah standar. Pengaruh variasi geometri yang dimana sesuai dengan teori. Tegangan dan luasan berbanding terbalik, jika luasan kecil maka tegangan semakin besar dan begitu juga sebaliknya. Hal ini telah dibuktikan berupa tabel dan grafik dimana terjadi penurunan tegangan ketika variasi penambahan ukuran luasan.

Kata Kunci : Intermediate Shaft, Puntiran, Safety Factor, Tegangan Geser, Von Mises

### 1. PENDAHULUAN

Azimuth Thruster atau sering disebut juga Z-Peller yang memiliki propeller bisa berputar 360 derajat. Pada pengujian belokan, zigzag dan kemiringan didapat hasil baik dan efisien dikarenakan dalam sistemnya dengan 2 sumbu beda halnya jika dengan 1 sumbu [1]. Pada system propulsi ini terdapat Intermediate shaft yang terhubung langsung dengan mesin yang menghasilkan putaran dan propeller yang ikut berputar. Kecepatan putaran propeller sama dengan putaran poros, sehingga kapal mendapatkan tenaga untuk bergerak. Maka dari itu poros harus mampu menahan momen torsi yang dihasilkan dari mesin dan berat poros itu sendiri karena berfungsi distribusi[2]. Bila ada kesalahan

perencanaan yang tidak berstandarisasi maka akan terjadi kegagalan mekanis atau kerusakan komponen akibat pengoperasian.

Secara teori jika diameter poros dan bahan yang digunakan tidak memenuhi kriteria dapat menyebabkan kegagalan atau keretakan [3]. Pada kopling terjadi kegagalan mekanis dikarenakan penerimaan torsi oleh mesin terlalu besar dan ukuran kurang standar mengakibatkan kopling retak karena menahan puntaran [4]. Pada rangkaian intermediate shaft terdapat komponen rawan akan keretakan, dimana ada pertemuan spider dan kuk untuk meneruskan perputaran torsi sehingga terjadilah stress yang tinggi [5]. Maka perlu adanya analisis untuk menghitung tegangan tinggi akurat.

Berdasarkan penelitian sebelumnya perihal beberapa komponen sistem propulsi. Pada analisis

kekuatan *coupling* pada kapal inspeksi perikanan skipi kelas orca menggunakan metode elemen, studi analisis kekuatan poros *propeller* Kapal KMP didapat hasilnya tegangan terbesar terletak pada alur pasak dalam keadaan mesin MCR lalu bahan yang cocok untuk daerah kritis adalah *stainless steel* yang mempunyai kekuatan luluh yang besar [4]. Pada jurnal *analysis of ship shaft line coupling bolts failure* menerangkan bahwa perbedaan garis dapat mempengaruhi kegagalan mekanis dikarenakan garis tersebut menjadi patokan sebagai alur putaran torsi. Hal ini berdampak pada komponen kopleng dan baut mur yang terpasang, sehingga tegangan tinggi terjadi [6]. Pada jurnal *marine propulsion system failures* menerangkan bahwa kegagalan dapat disebabkan oleh hal yang tidak menguntungkan seperti kondisi lingkungan (suhu rendah, lingkungan korosif), desain atau pengerjaan yang buruk (terutama terkait pengelasan) atau pembebanan torsi yang tidak stabil [7]. Pada jurnal *finite element analysis of universal joint and propeller shaft assembly* menerangkan bahwa penelitian ini berfokus tegangan tinggi pada rangkaian *universal joint* dan untuk mendapatkan penurunan tegangan dan berat komponen maka dilakukan pemilihan bahan yang kuat serta modifikasi dimensi komponen [8].

Maka dari itu, dengan melihat referensi dari penelitian sebelumnya dan permasalahan pada objek seperti terjadinya kegagalan mekanis akibat tegangan yang diakibatkan momen torsi dari mesin induk. Tegangan tersebut meliputi tegangan geser dan *von mises* pada komponen *intermediate shaft*. Daerah yang sangat rawan yaitu terletak pada komponen poros dan universal joint. Hal ini membuat penulis akan mengambil tugas akhir dalam penelitian mengenai “Studi Analisis Kekuatan *Intermediate Shaft* Z-Peller Pada Kapal KT. Bima 306 Akibat Variasi Geometri”. Dengan mengaplikasikan permodelan sistem poros pada *intermediate shaft* yang memiliki sudut elevasi dari penekukan *universal joint*. Kemudian membuat variasi geometri pada komponen daerah kritis yaitu poros dan universal joint tepatnya bagian spider untuk mendapatkan tegangan geser dan tegangan *von mises* akibat pembebanan puntiran dan *safety factor* yang memenuhi kriteria standarisasi dari analisis model.

## 2. METODE

### 2.1. Pengumpulan Data

Metode observasi dari gambar-gambar teknis yang bertujuan untuk memperoleh data-data yang bersifat primer serta berkonsultasi dengan peneliti sebelumnya. Data yang digunakan berdasarkan

data lapangan dan dokumen kapal KT. BIMA 306 meliputi ukuran utama kapal dan *intermediate shaft*.

Tabel 1. Ukuran Utama Kapal

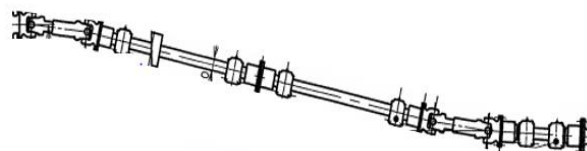
Nama	Ukuran
<i>Length Over All</i>	29 m
<i>Length Perpendicular</i>	25,50 m
<i>Breath</i>	9,60 m
<i>Depth</i>	4,47 m
<i>Draught</i>	3,50 m
Daya Mesin	1500 HP
RPM	750

Tabel 2. Ukuran *Intermediate Shaft*

Nama	Ukuran
Panjang Total	8,325 m
Diameter Poros	130 m
Diameter Flange	350 m
Tebal Flange	26 m
Panjang Universal Joint	1100 m

### 2.2. Permodelan Poros

Berdasarkan gambar dari dokumen *shafting*, kapal ini mempunyai 2 poros sebagai penggerak kapal yang sama besar dan sama detailnya dengan kesudutan elevasi yang sama persis. Maka dari itu, cukup salah satu bagian untuk dijadikan model. Dengan parameter tetap terletak pada posisi, bentuk *intermediate shaft*, dan jumlah baut [9].



Gambar 1. Struktur gambar *intermediate shaft*

*Intermediate shaft* terdiri beberapa komponen yaitu *shaft*, *flange*, baut, dan *universal joint*. Komponen tersebut sebagai fokus dalam analisis penelitian ini.

### 2.3. Alat dan Bahan

Alat dan bahan yang dibutuhkan untuk menjalankan penelitian ini adalah sebagai berikut:

1. Komputer dengan spesifikasi:
  - a. Operating system: Windows 10 Enterprise 64-bit
  - b. Processor: Intel® Core™ i7-8700 CPU @ 3.19GHz
  - c. Memory: 11.8 RAM
  - d. VGA: Intel® UHD Graphic 630
2. *Software* yang dibutuhkan adalah Solidworks 2015

### 3. Dokumen *drawing* objek

## 2.4. Variasi Data

### 2.4.1 Variabel Bebas

Pengambilan variasi data dengan mengurangi dan menambah dimensi geometri komponen asli yaitu poros dan universal joint (spider). Variasi ukuran yang diberikan antar komponen adalah 5 mm. Bahan yang akan digunakan adalah Berikut tabel model yang akan diuji:

Tabel 3. Variasi Geometri

No	Model Tipe	Poros (mm)	Spider (mm)
1	Pertama	115	45
2	Kedua	120	50
3	Ketiga	125	55
4	Asli	130	60
5	Kelima	135	65
6	Keenam	140	70
7	Ketujuh	145	75

### 2.4.2 Variabel Tetap

#### 2.4.2.1 DIN Steel 1.2083

Bahan ini merupakan bahan dasar yang sering digunakan pada komponen universal joint. Dikarenakan tegangan pada komponen itu besar maka pemilihan bahan juga sangat diperhatikan. Dengan tensile yang besar maka material ini tergolong bahan keras dan tepat digunakan pada rangkaian universal joint.

Tabel 4. Properties Material *DIN Steel 1.2083*

Bahan	Tensile Strength (Mpa)	Yield Strength (Mpa)	Elastis Modulus
<i>DIN Steel 1.2083</i>	1650	1360	210000

#### 2.4.2.2 Alloy Steel

Dikarenakan model sangat kompleks dan panjang maka perlu adanya penyangga komponen yang sangat kuat. Komponen bearing merupakan penyangga komponen agar dapat berputar sesuai putaran mesin [12].

Tabel 5. Properties Material *Alloy Steel*

Bahan	Tensile Strength (Mpa)	Yield Strength (Mpa)	Elastis Modulus
<i>Alloy Steel</i>	723,8286	620,422	210000

#### 2.4.2.3 AISI 1020 Carbon Steel

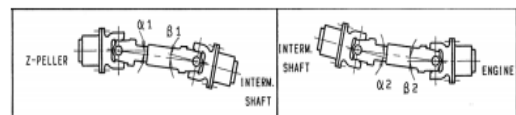
Bahan ini merupakan bahan digunakan dalam main shafting. Dikarenakan tegangan pada komponen itu cukup besar maka pemilihan bahan untuk medium. Dengan tensile yang cukup besar maka material ini tergolong bahan keras dan tepat digunakan pada rangkaian poros, flange, dan baut.

Tabel 6 Properties Material *AISI 1020 Carbon Steel*

Bahan	Tensile Strength (Mpa)	Yield Strength (Mpa)	Elastis Modulus
<i>AISI 1020 Carbon Steel</i>	420	350	205000

#### 2.4.2.4 DIN Steel 1.2083

Sudut elevasi terbentuk karena ada perbedaan posisi antara *main engine* dengan *z-peller* yang keduanya terhubung oleh poros maka membentuk poros. Sudut ini terletak pada komponen *universal joint* dengan sudut model asli  $\alpha_1 \beta_1 = 6,07$  dan  $\alpha_2 \beta_2 = 4,57$ .



Gambar 2. Sudut Elevasi Universal Joint

## 2.5. Perhitungan Diameter Poros

Menentukan perhitungan minimal standar diameter poros pada Rule BKI [13].

$$d_a \geq d \geq F.K. \sqrt[3]{\frac{Pw}{n \left(1 - \frac{di}{da}\right)^4}} \cdot Cw \quad (1)$$

$$Cw = \frac{560}{Rm + 160} \quad (2)$$

Menentukan perhitungan minimal standar diameter poros pada Rule NKK [14].

$$ds = 100. K_2. \sqrt[3]{\frac{H}{N} \left(\frac{560}{Ts + 160}\right)} K \quad (3)$$

## 2.6. Perhitungan Momen Torsi

Menurut buku *Mechanics of material 2<sup>nd</sup> edition* didapat rumus tanpa menggunakan rasio main gearbox [15], sebagai berikut :

$$T = \frac{9540 \cdot P}{N} [N.m] \quad (4)$$

Dimana T adalah simbol dari momen torsi dalam satuan (N.m) yang menjadi gaya puntiran benda. P adalah daya mesin dengan satuan yang sudah dikonversikan menjadi Kw dan N disimbolkan sebagai putaran per menit (Rpm)

## 2.7. Tegangan Geser

Dalam teori puntiran menghasilkan tegangan geser dikarenakan gerak rotasional yang disebabkan oleh gerak poros [15], maka didapat rumus;

$$\tau_{\max} = \frac{Tc}{I_p} \quad (5)$$

Dimana T merupakan momen torsi, lalu c adalah jarak titik pusat dengan luar tepi lingkaran. Kemudian  $I_p$  adalah inersia dari suatu benda, dikarenakan benda sebagai objek benda pejal dan berongga maka dicari besaran dengan rumus;

$$I_{p(\text{pejal})} = \frac{\pi d^4}{32} \quad (6)$$

$$I_{p(\text{rongga})} = \frac{\pi c^4}{2} - \frac{\pi b^4}{2} \quad (7)$$

## 2.8. Von Mises

Tegangan *von mises* adalah tegangan luluh pada material yang didefinisikan tegangan tarik uniaxial sehingga mendapatkan energy distorsi dan diasumsikan sama dengan tegangan yang telah berkombinasi [16].

$$\sigma' \geq \frac{S_Y}{\eta} \quad (8)$$

Dengan  $S_Y$  merupakan *tensile yield strength* dan  $\eta$  adalah *safety factor*. Hal ini dapat menghitung tegangan puntir dengan cara jika nilai *tensile yield strength* tidak boleh lebih besar dibandingkan tegangan *von mises* per *safety factor*.

## 2.9. Safety Factor

Faktor keamanan adalah factor yang digunakan untuk mengetahui kemampuan suatu material ketika diberi gaya pembebanan sehingga dapat menganalisa kekuatan suatu material [16].

$$\text{Safety Factor} = \frac{S_Y}{\sigma_e} \quad (9)$$

Dimana  $S_Y$  merupakan *yield strength* material yang digunakan dan  $\sigma_e$  adalah Teganagn *von mises* maksimal pada komponen.

## 3. HASIL DAN PEMBAHASAN

### 3.1. Model Intermediate Shaft

Data gambar yang berasal dari galangan berupa 2D maka perlu bantuan software untuk mengaplikasikan gambar tersebut ke dalam 3D dengan bantuan *solidwork*. Model meliputi komponen *flange*, *baut*, *poros*, dan *universal joint* yang dirangkai menjadi satu (*assembly*). Setelah sudah membuat model asli lalu membuat model dengan variasi geometri. Dengan pengurangan 5 mm pada kedua komponen dari dimensi aslinya.



Gambar 3. Struktur gambar *intermediate shaft*

### 3.2. Pemberian Material

Pemilihan material merupakan sangat penting untuk diperhatikan dalam merencanakan komponen-komponen permesinan agar dapat bekerja efisien dengan kondisi alam atau perairan. Bahan dasar yaitu *DIN steel 1.2083* yang merupakan material properties sangat kuat dikarenakan tegangan yang dihasilkan rangkaian ini besar. Untuk bahan komponen bearing tetap menggunakan bahan *alloy steel* dikarenakan bahan yang kuat dari segi *tensile* dan *yield strength* untuk menyangga poros saat berputar.

#### 3.2.1 DIN Steel 1.2083

Bahan *DIN Steel 1.2083* merupakan bahan yang sering digunakan pada *universal joint* system permesinan di kapal dengan komposisi material *yield strength* sebesar 1360 Mpa dan *tensile strength* sebesar 1650 Mpa

#### 3.2.2 Alloy Steel

model sangat kompleks dan panjang maka perlu adanya penyangga komponen yang sangat kuat. Komponen *bearing* merupakan penyangga komponen agar dapat berputar sesuai putaran mesin. Bahan ini

memiliki *tensile strength* sebesar 723,8256 Mpa dan *yield strength* sebesar 620,422 Mpa  
**3.2.3 AISI 1020 Carbon Steel**

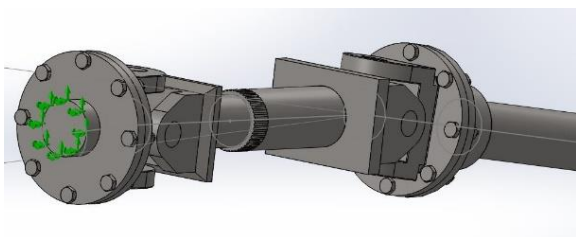
Bahan *AISI 1020 Carbon Steel* merupakan bahan yang sering digunakan pada *system* permesinan di kapal khususnya *main shafting*. Dengan komposisi material *yield strength* sebesar 350 Mpa dan *tensile strength* sebesar 420 Mpa.

### 3.3. Contact Surface

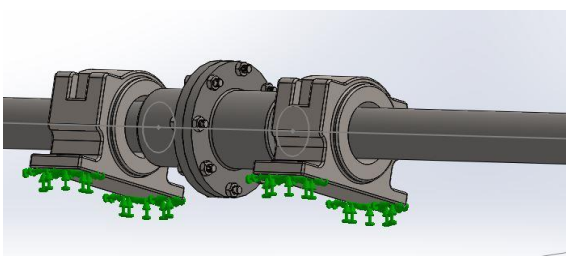
Pada *contact surface* tiap komponen, menggunakan *contact set* dikarenakan untuk dibuat terpisah, maka *contact surface* tidak dibuat *bonded* pada keseluruhan model. Pada pertemuan *surface* antar *flange* dibuat *no penetration* dengan *surface to surface* karena bagian ini tidak terikat tapi pembebanan tetap tersalurkan ke komponen lain. Berbeda dengan pertemuan *surface* poros dengan *bearing* tetap dibuat *no penetration* tanpa *surface to surface* karena bagian ini hanya sebagai penyangga saja.

### 3.4. Boundary Condition

Kondisi batas yang dilakukan pada simulasi. Sebagai tumpuan dengan berbagai sudut pada bagian yang telah ditentukan. Pada *solidwork*, penumpu yang digunakan disebut *fixed geometry* jika istilah langkah simulasinya bernama *fixture*. Pada komponen *bearing* dikasih *fixture* di alasnya dikarenakan untuk membuat *bearing* berdiri tegak sebagai penyangga poros. Bertujuan mengatur gerak putaran poros mesin induk.



Gambar 4. Warna Hijau *Boundary Condition* pada ujung poros



Gambar 5. Warna Hijau *Boundary Condition* pada alas bearing

### 3.5. Pembebanan Puntiran

Proses pembebanan puntiran terjadi pada komponen yang telah kontak langsung dengan mesin induk. Perhitungan puntiran tanpa ada gearbox dapat dihitung dengan rumus, didapat :

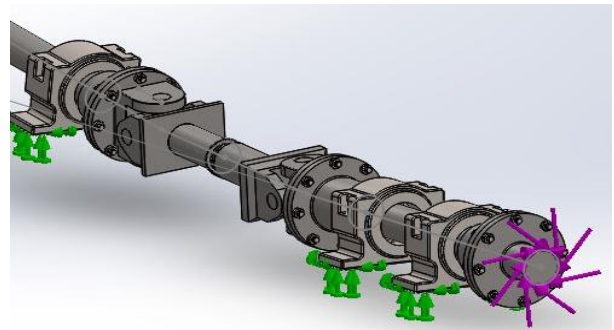
Daya mesin : 1500 HP (1118 Kw)  
 Putaran Per Menit : 750 RPM

$$T = \frac{9540 \cdot P}{N} [N.m]$$

$$T = \frac{9540 \times 1118}{750} [N.m]$$

$$T = 14220,96 N.m$$

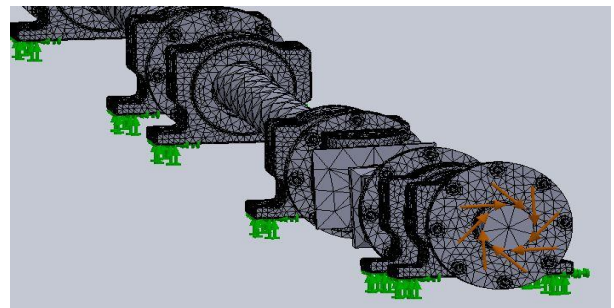
Maka hasil yang didapat adalah 14220,96 N.m sebagai momen torsi dari mesin induk.



Gambar 6. Warna Ungu Putaran Torsi

### 3.6. Meshing

Pada struktur model menerapkan metode elemen hingga dengan dikritisasi tiap elemen yang ada di model. Meshing model ini menggunakan *curvature based mesh* yang mempunyai ukuran maksimal 30 mm pada tiap-tiap komponen.

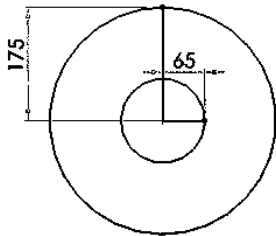


Gambar 7. Meshing Model

### 3.9. Perhitungan Tiap Komponen.

Dalam perhitungan ini menggunakan rumus dari buku Mekanika Teknik (Mechanic of Materials) untuk menghitung baut, flange, dan poros dalam menentukan tegangan geser lalu untuk komponen universal joint mengambil rumurs dari buku Dasar Perencanaan Dan Pemilihan Elemen Mesin dengan objek pada komponen bagian depan dari model.

### 3.2.1 Flange



Gambar 8. Ukuran Flange

Menurut data ukuran yang sesuai dari Gambar 7 maka dapat ditentukan momen inersia sebagai berikut:

$$I_p = \frac{\pi c^4}{2} - \frac{\pi b^4}{2}$$

$$I_p = \frac{\pi \times 0,175^4}{2} - \frac{\pi \times 0,065^4}{2}$$

$$I_p = 145 \times 10^{-4} \text{ m}^4$$

Hasil yang didapat dari perhitungan momen inersia adalah  $1,45 \times 10^{-4} \text{ m}^4$ .

$$\tau_{\text{bolt}} = \frac{Tc}{I_p}$$

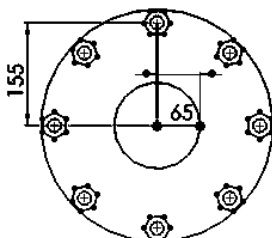
$$\tau_{\text{bolt}} = \frac{14220,96 \times 0,110}{1,45 \times 10^{-4}}$$

$$\tau_{\text{bolt}} = 10,8 \text{ Mpa}$$

Tegangan geser yang didapat menurut perhitungan diatas sebesar 10,8 Mpa .dan menurut perhitungan FEM didapat sebesar 8,608 Mpa maka dapat dihitung koreksi sebagai berikut;

$$\text{Koreksi} : (10,8 - 8,608) / 100 \times 100\% = 2,2 \%$$

### 3.2.2 Baut



Gambar 9. Ukuran baut

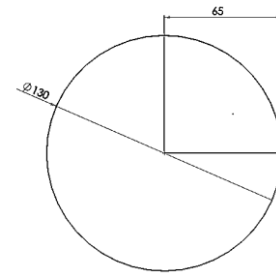
$$I_p = \frac{\pi c^4}{2} - \frac{\pi b^4}{2}$$

$$\tau_{\text{bolt}} = \frac{Tc}{I_p}$$

Menurut perhitungan pada komponen baut ditunjukan gambar 8, tegangan geser yang terjadi sebesar 1,47 Mpa. Sedangkan pada analisis FEM menghasilkan tegangan geser sebesar 1,12 untuk baut maka bisa dihitung koreksi sebagai berikut:

$$\text{Koreksi} : (1,47 - 1,12) / 100 \times 100\% = 0,35 \%$$

### 3.2.3 Poros



Gambar 10. Ukuran poros

Poros yang akan dihitung merupakan benda lingkar pejal, maka momen inersia yang akan dihitung menggunakan rumus :

$$I_p = \frac{\pi d^4}{32}$$

$$\tau_{\text{bolt}} = \frac{Tc}{I_p}$$

Menurut perhitungan pada komponen baut ditunjukan gambar 9, tegangan geser yang terjadi sebesar 33,01 Mpa. Sedangkan pada analisis FEM menghasilkan tegangan geser sebesar 34,16 Mpa untuk poros maka bisa dihitung koreksi sebagai berikut:

$$\text{Koreksi} : (34,16 - 33,01) / 100 \times 100\% = 1,15\%$$

### 3.2.4 Universal Joint

Universal Joint memiliki tiga komponen kecil. Tiga komponen itu terdiri dari yoke, kuk, poros penghubung dan spider. Spider (engsel) memiliki 4 lengan yang terhubung antara kuk dan yoke sehingga dapat bergerak [17]. Maka berlaku rumus :

$$\tau_a = \frac{\sigma}{sf_1 sf_2} \tag{9}$$

$\sigma$  merupakan kekuatan tarik dari bahan, dengan menggunakan bahan *carbon steel* maka  $sf_1$  memiliki harga 6 karena tergolong bahan S-C lalu pada komponen ini dapat menyebabkan pengaruh tegangan cukup besar maka  $sf_2$  memiliki harga 3.

$$\tau_a = \frac{448,081}{6 \times 3}$$

$$\tau_a = 24,89 \text{ Mpa}$$

Dalam perhitungan didapat sebesar 24,89 Mpa dan menurut analisis FEM menghasilkan sebesar 21,97 Mpa dapat dicari koreksinya sebagai berikut:

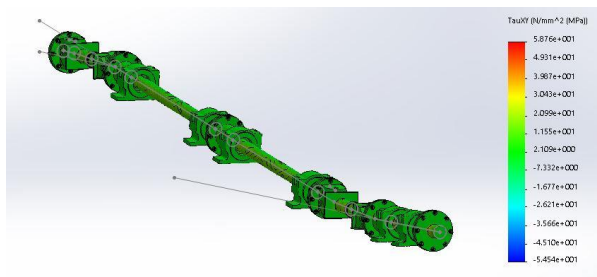
$$\text{Koreksi : } (24,89 - 21,97) / 100 \times 100\% = 2,92\%$$

### 3.3 Hasil Simulasi FEM

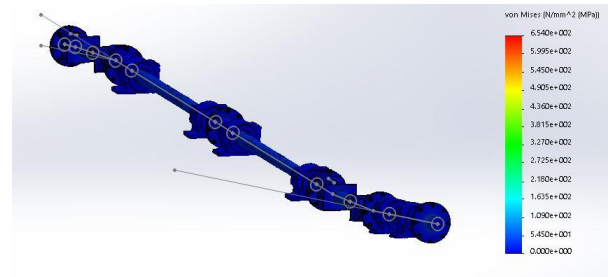
Model yang akan disimulasikan menjadi 7 model dengan tiap model memiliki variasi geometri poros dan *universal joint (spider)* berbeda-beda maka model dapat disimulasikan. Maka dari itu hasil simulasi ini berupa *safety factor*, tegangan geser (*shear stress*), dan *von mises* sebelum terjadi kegagalan akibat momen torsi

#### 3.3.1 Model Tipe 1 Poros 115 mm Dan Spider 45 mm

Model tipe 1 menggunakan variasi geometri komponen poros sebesar 115 mm dan spider sebesar 45 mm. Dengan bahan *universal joint* yaitu *DIN Steel 1.2083*, bahan bearing *alloy steel*, dan bahan *main shafting* AISI 1020 *carbon steel*. Sudut elevasi tidak berubah dan sama derajatnya dengan aslinya.



Gambar 11 Hasil *Shear Stress* Model Tipe 1 Poros 115 mm Dan Spider 45 mm



Gambar 12 Hasil *Von Mises* Model Tipe 1 Poros 115 mm Dan Spider 45 mm

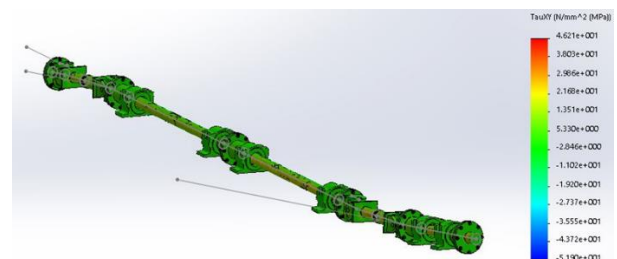
Tabel 4. Hasil Model Tipe 1 Poros 115 mm Dan Spider 45 mm

No	Komponen	Maximum Shear Stress (Mpa)	Maximum Von Mises (N/mm <sup>2</sup> )	Safety Factor
1	Flange	14	73	5
2	<i>Universal Joint</i>	44,17	654	2
3	Poros	53,06	99,12	4
4	Baut	23,32	79,37	4

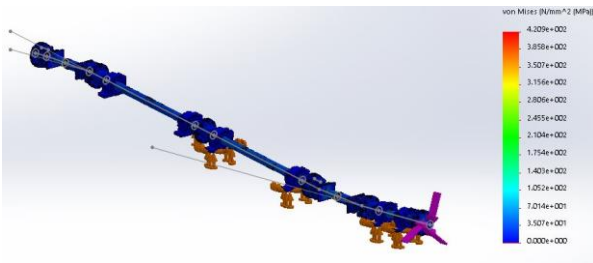
Terlihat pada simulasi model 1 dengan variasi geometri poros sebesar 115 mm dan spider sebesar 45 mm yang dijelaskan pada gambar 11 dan gambar 12. Maka hasil yang didapat akibat variasi tersebut yaitu pada *shear stress* yang paling tinggi pada bagian komponen poros sebesar 53,06 Mpa dan *von mises stress* paling tinggi pada *universal joint* sebesar 654 Mpa. *Safety factor* yang tidak memnuhi standandarisasi adalah komponen baut.

#### 3.3.2 Model Tipe 2 Poros 120 mm Dan Spider 50 mm

Model tipe 2 menggunakan variasi geometri komponen poros sebesar 120 mm dan spider sebesar 50 mm. Dengan bahan *universal joint* yaitu *DIN Steel 1.2083*, bahan bearing *alloy steel*, dan bahan *main shafting* AISI 1020 *carbon steel*. Sudut elevasi tidak berubah dan sama derajatnya dengan aslinya. Maka didapat hasil sebagai berikut.



Gambar 13 Hasil *Shear Stress* Model Tipe 2 Poros 120 mm Dan Spider 50 mm



Gambar 14 Hasil *Von Mises* Model Tipe 2 Poros 120 mm Dan Spider 50 mm

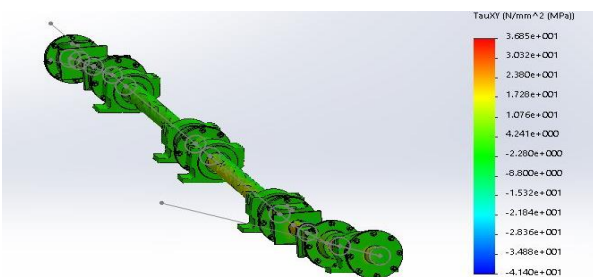
Tabel 5. Hasil FEM Model Tipe 2 Poros 120 mm Dan Spider 50 mm

No	Komponen	Maximum Shear Stress (Mpa)	Maximum Von Mises (N/mm <sup>2</sup> )	Safety Factor
1	Flange	13,2	60,33	6
2	Universal Joint	35,06	421	3
3	Poros	42,93	94,67	4
4	Baut	18,21	65,26	5

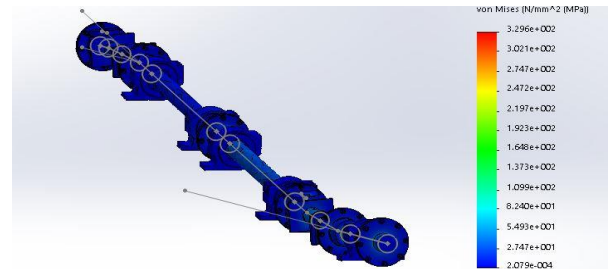
Terlihat pada simulasi model 2 dengan variasi geometri poros sebesar 120 mm dan spider sebesar 50 mm yang dijelaskan pada gambar 14 dan gambar 13. Maka hasil yang didapat akibat variasi tersebut yaitu pada *shear stress* yang paling tinggi pada bagian komponen poros sebesar 42,93 Mpa dan *von mises stress* paling tinggi pada *universal joint* sebesar 421 Mpa. Semua komponen memiliki safety factor yang memenuhi standandarisasi.

### 3.3.3 Model Tipe 3 Poros 125 mm Dan Spider 55 mm

Model tipe 3 menggunakan variasi geometri komponen poros sebesar 125 mm dan spider sebesar 55 mm. Dengan bahan *universal joint* yaitu *DIN Steel 1.2083*, bahan bearing *alloy steel*, dan bahan main shafting *AISI 1020 carbon steel*. Sudut elevasi tidak berubah dan sama derajatnya dengan aslinya. Maka didapat hasil sebagai berikut.



Gambar 15 Hasil *Shear Stress* Model Tipe 3 Poros 125 mm Dan Spider 55 mm



Gambar 16 Hasil *Von Mises* Model Tipe 3 Poros 125 mm Dan Spider 55 mm

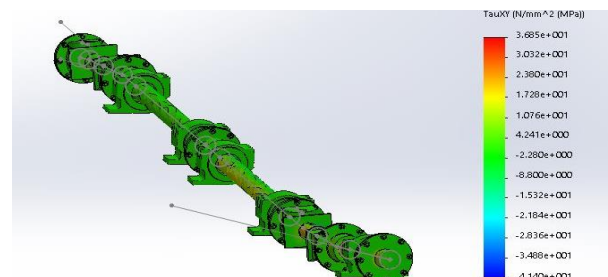
Tabel 6. Hasil FEM Model Tipe 3 Poros 125 mm Dan Spider 55 mm

No	Komponen	Maximum Shear Stress (Mpa)	Maximum Von Mises (N/mm <sup>2</sup> )	Safety Factor
1	Flange	12,15	53,59	7
2	Universal Joint	37,84	385,8	4
3	Poros	38,16	82,95	4
4	Baut	12,98	55,28	6

Terlihat pada simulasi model 3 dengan variasi geometri poros sebesar 125 mm dan spider sebesar 55 mm yang dijelaskan pada gambar 16 dan gambar 15. Maka hasil yang didapat akibat variasi tersebut yaitu pada *shear stress* yang paling tinggi pada bagian komponen poros sebesar 38,16 Mpa dan *von mises stress* paling tinggi pada *universal joint* sebesar 385,8 Mpa. Semua komponen memiliki safety factor yang memenuhi standandarisasi

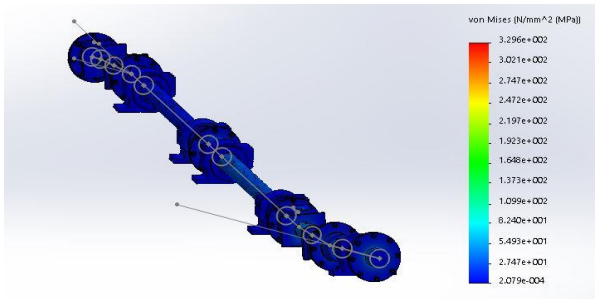
### 3.3.4. Model Tipe 4 Poros 130 mm Dan Spider 60 mm

Model tipe 4 menggunakan variasi geometri komponen poros sebesar 130 mm dan spider sebesar 60 mm. Dengan bahan *universal joint* yaitu *DIN Steel 1.2083*, bahan bearing *alloy steel*, dan bahan main shafting *AISI 1020 carbon steel*. Sudut elevasi tidak berubah dan sama derajatnya dengan aslinya. Maka didapat hasil sebagai berikut.



Gambar 17 Hasil *Shear Stress* Model Tipe 4 Poros 130 mm Dan Spider 60 mm





Gambar 18 Hasil *Von Mises* Model Tipe 4 Poros 130 mm Dan Spider 60 mm

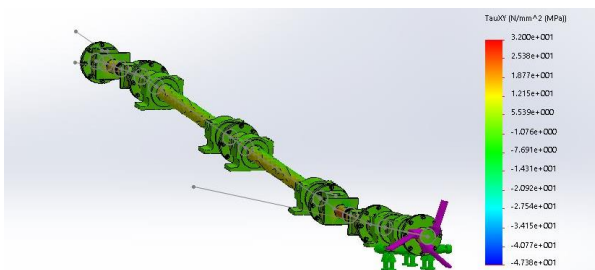
Tabel 7. Hasil FEM Model Tipe 4 Poros 130 mm Dan Spider 60 mm

No	Komponen	Maximum Shear Stress (Mpa)	Maximum Von Mises (N/mm <sup>2</sup> )	Safety Factor
1	Flange	12	46,31	8
2	Universal Joint	34,99	329,6	4
3	Poros	36,85	75,86	5
4	Baut	12,75	51,91	7

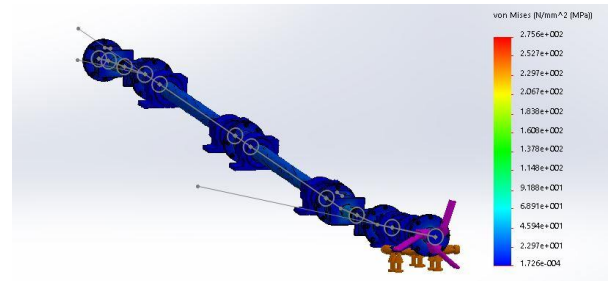
Terlihat pada simulasi model 4 dengan variasi geometri poros sebesar 130 mm dan spider sebesar 60 mm yang dijelaskan pada gambar 18 dan gambar 17. Maka hasil yang didapat akibat variasi tersebut yaitu pada *shear stress* yang paling tinggi pada bagian komponen poros sebesar 36,85 Mpa dan *von mises stress* paling tinggi pada *universal joint* sebesar 329,6 Mpa. Semua komponen memiliki safety factor yang memenuhi standandarisasi.

### 3.3.5. Model Tipe 5 Poros 135 mm Dan Spider 65 mm

Model tipe 5 menggunakan variasi geometri komponen poros sebesar 135 mm dan spider sebesar 65 mm. Dengan bahan *universal joint* yaitu *DIN Steel 1.2083*, bahan bearing *alloy steel*, dan bahan main shafting *AISI 1020 carbon steel*. Sudut elevasi tidak berubah dan sama derajatnya dengan aslinya. Maka didapat hasil sebagai berikut.



Gambar 19 Hasil *Shear Stress* Model Tipe 5 Poros 135 mm Dan Spider 65 mm



Gambar 20 Hasil *Von Mises* Model Tipe 5 Poros 135 mm Dan Spider 65 mm

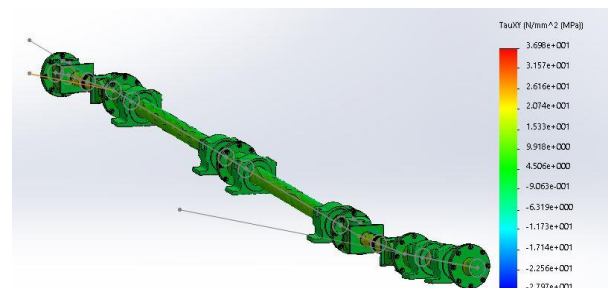
Tabel 8. Hasil FEM Model Tipe 5 Poros 135 mm Dan Spider 65 mm

No	Komponen	Maximum Shear Stress (Mpa)	Maximum Von Mises (N/mm <sup>2</sup> )	Safety Factor
1	Flange	11,31	43,59	8
2	Universal Joint	30,01	275,6	5
3	Poros	32	67,13	5
4	Baut	12,38	47,41	7

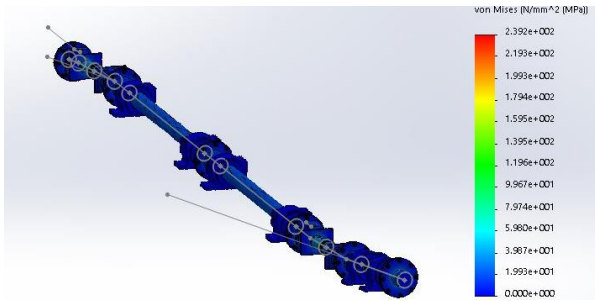
Terlihat pada simulasi model 5 dengan variasi geometri poros sebesar 135 mm dan spider sebesar 65 mm yang dijelaskan pada gambar 4.22 dan gambar 4.23. Maka hasil yang didapat akibat variasi tersebut yaitu pada *shear stress* yang paling tinggi pada bagian komponen poros sebesar 32 Mpa dan *von mises stress* paling tinggi pada *universal joint* sebesar 275,6 Mpa. Semua komponen memiliki safety factor yang memenuhi standandarisasi.

### 3.3.6. Model Tipe 6 Poros 140 mm Dan Spider 70 mm

Model tipe 6 menggunakan variasi geometri komponen poros sebesar 140 mm dan spider sebesar 70 mm. Dengan bahan *universal joint* yaitu *DIN Steel 1.2083*, bahan bearing *alloy steel*, dan bahan main shafting *AISI 1020 carbon steel*. Sudut elevasi tidak berubah dan sama derajatnya dengan aslinya. Maka didapat hasil sebagai berikut.



Gambar 21 Hasil *Shear Stress* Model Tipe 6 Poros 140 mm Dan Spider 70 mm



Gambar 22 Hasil *Von Mises* Model Tipe 6 Poros 140 mm Dan Spider 70 mm

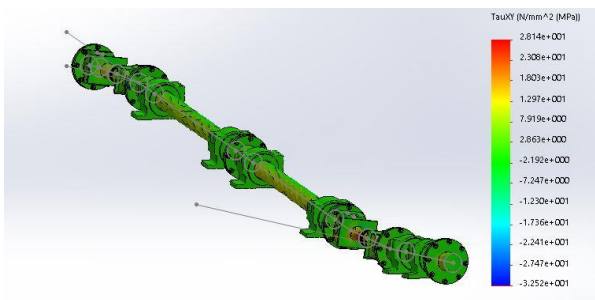
Tabel 9. Hasil FEM Model Tipe 6 Poros 140 mm Dan Spider 70 mm

No	Komponen	Maximum Shear Stress (Mpa)	Maximum Von Mises (N/mm <sup>2</sup> )	Safety Factor
1	Flange	9,3	43,47	8
2	Universal Joint	28,28	239,2	6
3	Poros	31,76	57,42	6
4	Baut	12,05	43,9	8

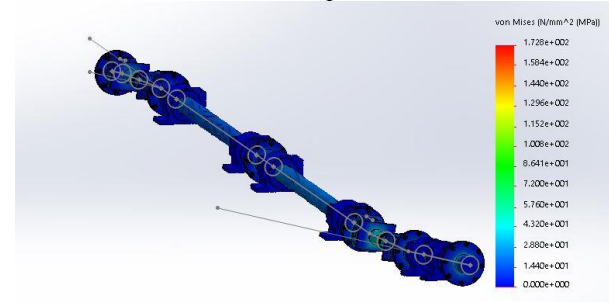
Terlihat pada simulasi model 6 dengan variasi geometri poros sebesar 140 mm dan spider sebesar 70 mm yang dijelaskan pada gambar 4.24 dan gambar 4.25. Maka hasil yang didapat akibat variasi tersebut yaitu pada *shear stress* yang paling tinggi pada bagian komponen poros sebesar 31,76 Mpa dan *von mises stress* paling tinggi pada *universal joint* sebesar 239,2 Mpa. Semua komponen memiliki safety factor yang memenuhi standarisasi.

### 3.3.7. Model Tipe 7 Poros 145 mm Dan Spider 75 mm

Model tipe 7 menggunakan variasi geometri komponen poros sebesar 145 mm dan spider sebesar 75 mm. Dengan bahan *universal joint* yaitu *DIN Steel 1.2083*, bahan bearing *alloy steel*, dan bahan main shafting *AISI 1020 carbon steel*. Sudut elevasi tidak berubah dan sama derajatnya dengan aslinya. Maka didapat hasil sebagai berikut.



Gambar 23 Hasil *Shear Stress* Model Tipe 7 Poros 145 mm Dan Spider 75 mm



Gambar 24 Hasil *Von Mises* Model Tipe 7 Poros 145 mm Dan Spider 75 mm

Tabel 9. Hasil FEM Model Tipe 7 Poros 145 mm Dan Spider 75 mm

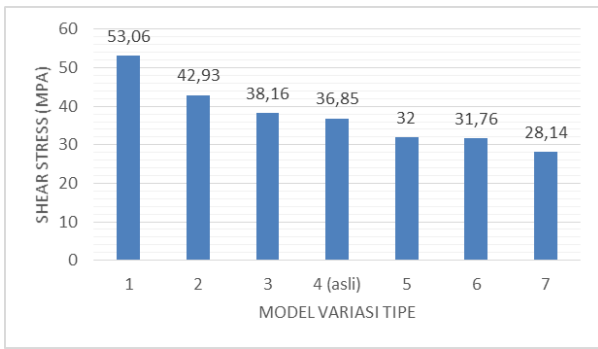
No	Komponen	Maximum Shear Stress (Mpa)	Maximum Von Mises (N/mm <sup>2</sup> )	Safety Factor
1	Flange	8,56	40,63	9
2	Universal Joint	27,33	172,8	8
3	Poros	28,14	55,04	6
4	Baut	10,68	39,74	9

Terlihat pada simulasi model 7 dengan variasi geometri poros sebesar 145 mm dan spider sebesar 75 mm yang dijelaskan pada gambar 4.26 dan gambar 4.27. Maka hasil yang didapat akibat variasi tersebut yaitu pada *shear stress* yang paling tinggi pada bagian komponen poros sebesar 28,14 Mpa dan *von mises stress* paling tinggi pada *universal joint* sebesar 172,8 Mpa. Semua komponen memiliki safety factor yang memenuhi standarisasi.

## 3.4 Grafik Tiap Komponen

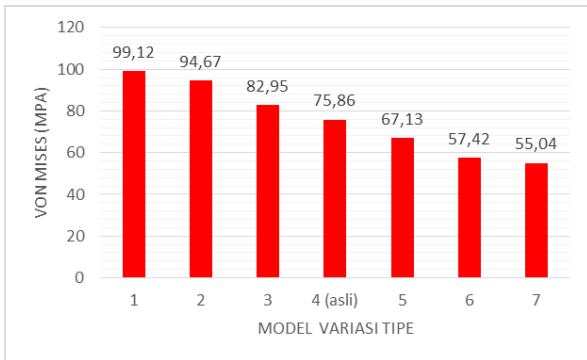
Hasil data simulasi berupa *shear stress*, *von mises stress* dan *safety factor* dapat dilihat pada tabel di tiap tipe model. Ada 7 tabel yang mencatat hasil tersebut. Grafik dibuat tiap komponen dengan diagram batang. Garis hijau pada grafis *safety factor* menunjukkan batas kriteria standarisasi yang berlaku. Standarisasi yang digunakan menggunakan pedoman *Rule BKI dan Universal Joint And Drive Shaft*.

### 3.4.1 Poros



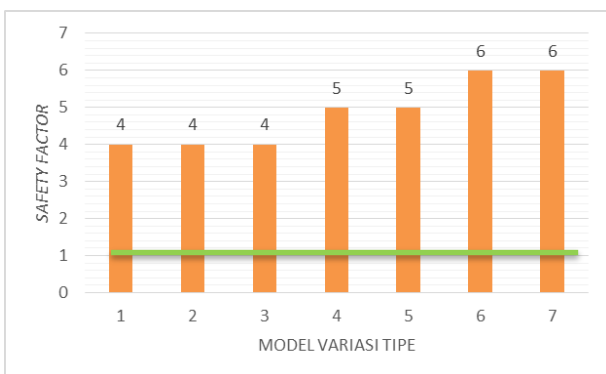
Gambar 25 Grafik *Shear Stress* Komponen Poros

Pada Gambar 25 terlihat grafik *shear stress* atau tegangan geser yang terjadi pada komponen poros. Dengan batang berwarna biru beserta tampilan tegangan yang terjadi pada tiap komponen. Tegangan terbesar yaitu 53,06 Mpa yang terjadi pada model tipe 1. Mengalami penurunan tegangan sampai model tipe 7 sebesar 28,14 Mpa.



Gambar .26. Grafik *Von Mises* Komponen Poros

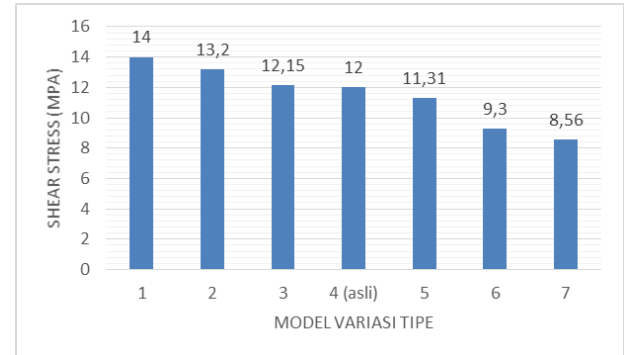
Pada Gambar 26 terlihat grafik *Von Mises* yang terjadi pada komponen poros. Dengan batang berwarna merah beserta tampilan tegangan yang terjadi pada tiap komponen. Tegangan terbesar yaitu 99,12 Mpa yang terjadi pada model tipe 1. Mengalami penurunan tegangan sampai model tipe 7 sebesar 55,04 Mpa.



Gambar .29. Grafik *Safety Factor* Komponen Poros

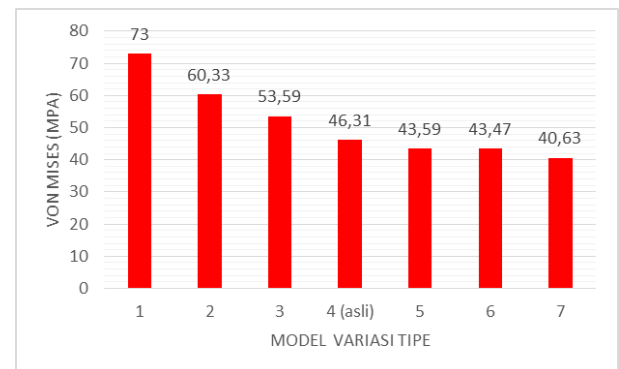
Kriteria *safety factor* pada poros berdasarkan rule yang berlaku (BKI vol III) sebesar 1 [13]. Maka pada gambar 29 terlihat grafik *safety factor* komponen poros sudah melewati batas aman yang artinya sudah memenuhi kriteria.

### 3.4.2 Flange



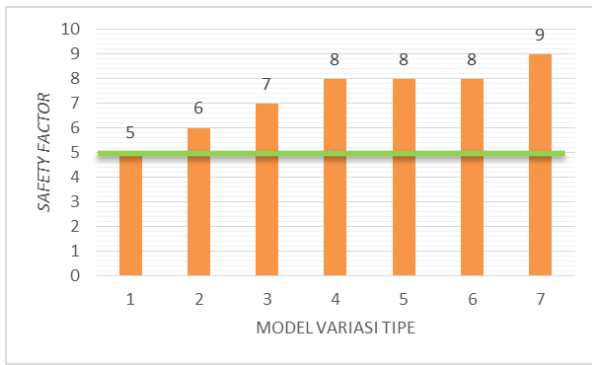
Gambar 30. Grafik *Shear Stress* Komponen *Flange*

Pada Gambar 31 terlihat grafik *shear stress* atau tegangan geser yang terjadi pada komponen poros. Dengan batang berwarna biru beserta tampilan tegangan yang terjadi pada tiap komponen. Tegangan terbesar yaitu 14 Mpa yang terjadi pada model tipe 1. Mengalami penurunan tegangan sampai model tipe 7 sebesar 8,56 Mpa.



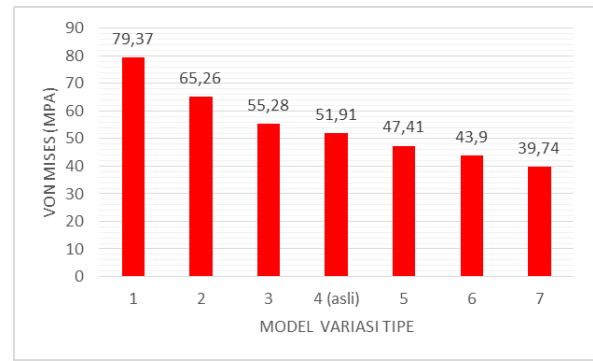
Gambar 31. Grafik *Von Mises* Komponen *Flange*

Pada Gambar 31 terlihat grafik *Von Mises* yang terjadi pada komponen poros. Dengan batang berwarna merah beserta tampilan tegangan yang terjadi pada tiap komponen. Tegangan terbesar yaitu 73 Mpa yang terjadi pada model tipe 1. Mengalami penurunan tegangan sampai model tipe 7 sebesar 40,63 Mpa.



Gambar 30. Grafik *Safety Factor* Komponen Flange

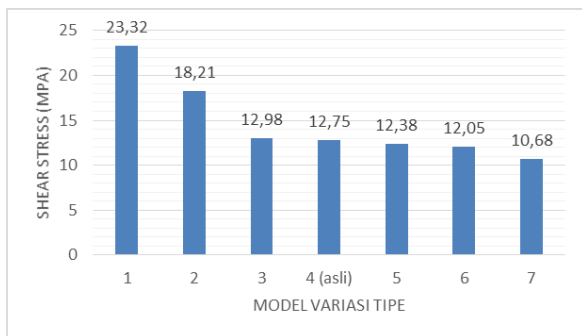
Kriteria safety factor pada *flange* berdasarkan rule yang berlaku (BKI vol III) sebesar 5 [13]. Maka pada gambar 30 terlihat grafik *safety factor* komponen flange sudah melewati batas aman yang artinya sudah memenuhi kriteria.



Gambar 32 Grafik *Von Mises* Komponen Flange

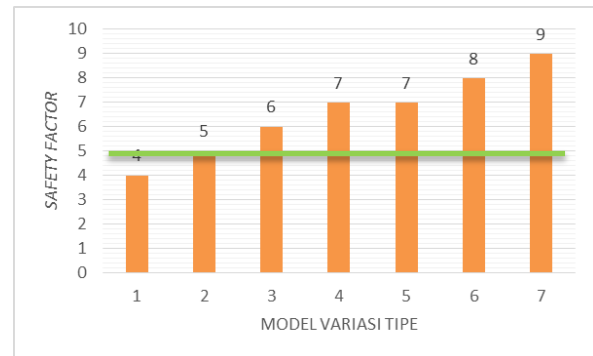
Pada Gambar 32 terlihat grafik *Von Mises* yang terjadi pada komponen poros. Dengan batang berwarna merah beserta tampilan tegangan yang terjadi pada tiap komponen. Tegangan terbesar yaitu 79,37 Mpa yang terjadi pada model tipe 1. Mengalami penurunan tegangan sampai model tipe 7 sebesar 39,74 Mpa.

### 3.4.3 Baut



Gambar 31. Grafik *Shear Stress* Komponen Baut

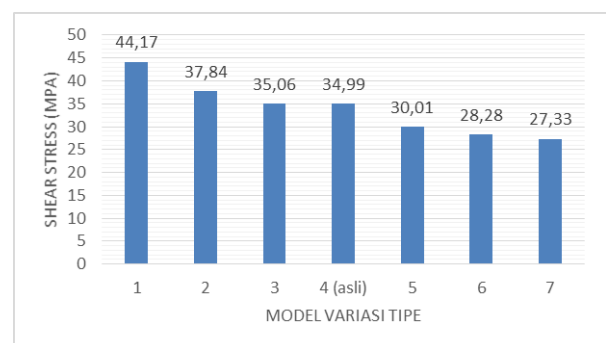
Pada Gambar 31 terlihat grafik *shear stress* atau tegangan geser yang terjadi pada komponen poros. Dengan batang berwarna biru beserta tampilan tegangan yang terjadi pada tiap komponen. Tegangan terbesar yaitu 23,32 Mpa yang terjadi pada model tipe 1. Mengalami penurunan tegangan sampai model tipe 7 sebesar 10,68 Mpa.



Gambar 33. Grafik *Safety Factor* Komponen Baut

Kriteria safety factor pada baut berdasarkan rule yang berlaku (BKI vol III) sebesar 5 [13]. Maka pada gambar 33 terlihat grafik *safety factor* komponen baut sudah melewati batas aman yang artinya sudah memenuhi kriteria.

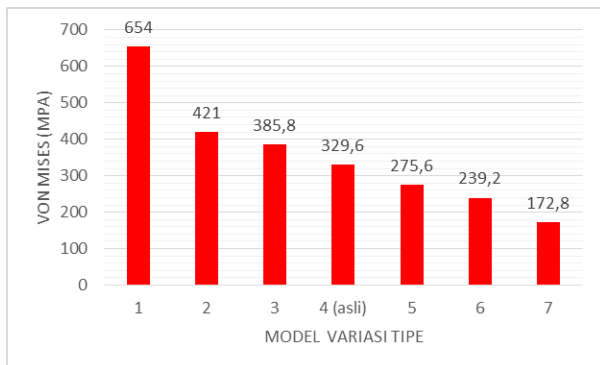
### 3.4.4 Universal Joint



Gambar 34 Grafik *Shear Stress* Komponen *Universal Joint*

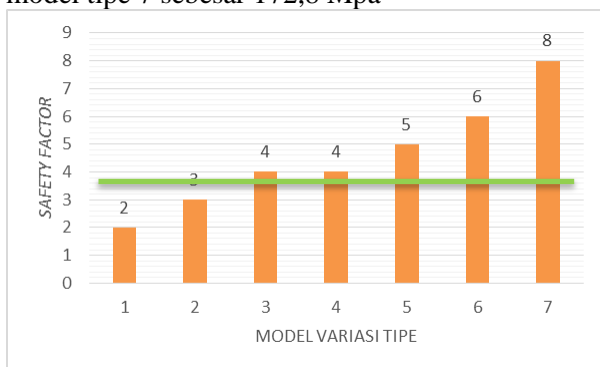
Pada Gambar 34 terlihat grafik *shear stress* atau tegangan geser yang terjadi pada komponen

*universal joint*. Dengan batang berwarna biru beserta tampilan tegangan yang terjadi pada tiap komponen. Tegangan terbesar yaitu 44,17 Mpa yang terjadi pada model tipe 1. Mengalami penurunan tegangan sampai model tipe 7 sebesar 27,33 Mpa.



Gambar 35. Grafik Von Mises Komponen Universal Joint

Pada Gambar 35 terlihat grafik Von Mises yang terjadi pada komponen *universal joint*. Dengan batang berwarna merah beserta tampilan tegangan yang terjadi pada tiap komponen. Tegangan terbesar yaitu 654 Mpa yang terjadi pada model tipe 1. Mengalami penurunan tegangan sampai model tipe 7 sebesar 172,8 Mpa



Gambar 36. Grafik Safety Factor Komponen Universal Joint

Kriteria *safety factor* pada baut berdasarkan *rule* yang berlaku (*Universal Joint And Shaft*) sebesar 4 [18]. Maka pada gambar 36 terlihat grafik *safety factor* komponen baut sudah melewati batas aman yang artinya sudah memenuhi kriteria kecuali model tipe 1 dan 2.

#### 4 KESIMPULAN

Kondisi simulasi tegangan maksimal (*shear stress dan von mises*) yang diakibatkan pembebanan puntiran pada *Intermediate Shaft Z-Peller* kapal KT. Bima 306 maka didapat Menganalisis pada model asli, *maximum shear stress* sebesar 36,85 Mpa komponen poros dan

*maximum von mises* sebesar 329,5 Mpa komponen *universal joint*. Untuk model yang sudah variasi geometri dengan pengurangan atau penambahan sebesar 5 mm didapatkan *maximum shear stress* terletak pada komponen poros dan *maximum von mises stress* terletak pada komponen *universal joint*.

*Safety factor* pada tiap komponen yang telah memenuhi standarisasi kriteria yang berlaku. Kecuali komponen *universal joint* model tipe 1 dan 2 juga komponen baut model tipe 1 belum memenuhi standarisasi atau masih dibawah standar.

Pengaruh variasi geometri yang dimana sesuai dengan teori. Tegangan dan luasan berbanding terbalik, jika luasan kecil maka tegangan semakin besar dan begitu juga sebaliknya. Hal ini telah dibuktikan berupa tabel dan grafik dimana terjadi penurunan tegangan ketika variasi penambahan ukuran luasan.

#### DAFTAR PUSTAKA

- [1] J.-C. KIM, I.-K. KANG, J.-H. LEE, S.-J. HAM, C.-W. PARK, and S.-H. KIM, "The maneuvering characteristics of the research vessel NARA equipped with the azimuth thruster system," *J. Korean Soc. Fish. Technol.*, vol. 53, no. 3, pp. 276–285, 2017, doi: 10.3796/ksft.2017.53.3.276.
- [2] A. Satriananta, M.G; Hartono, Yudo; dan Berlian, "Studi Analisis Kekuatan Poros Propeller Kapal KMP. Pertiwi Nusantara Akibat Dikenai Torsi Dari Propeller," *Tek. Perkapalan*, vol. 7, no. 1, pp. 421–430, 2019.
- [3] T. Yulianto and R. C. Ariesta, "Analisis Kekuatan Shaft Propeller Kapal Rescue 40 Meter dengan Metode Elemen Hingga," *kapal*, vol. 16, no. 3, p. 100, 2019, doi: 10.14710/kapal.v16i3.23572.
- [4] M. H. Nubly, H. Yudo, and Kiryanto, "Analisa Kekuatan Coupling pada Kapal Inspeksi Perikanan SKIPI," *Tek. Perkapalan*, vol. 5, no. 4, pp. 671–677, 2017.
- [5] A. A. Baig and A. M. Langde, "Design, Failure Analysis and Optimization of a Propeller shaft for HMV. (Heavy Motor Vehicle)," *Int. J. Innov. Sci. Eng. Technol.*, vol. 2, no. 10, pp. 177–179, 2015.
- [6] C. Dymarski, "Analysis Of Ship Shaft Line Coupling Bolts Failure," *J. Polish CIMAC*, vol. 4, no. January 2009, 2009.
- [7] G. Vizontin, G. Vukelic, L. Murawski, N. Recho, and J. Orovic, "Marine Propulsion

- System Failures.”
- [8] N. S. Giridhar, S. Hetawal, and P. Baskar, “Finite Element Analysis of Universal Joint and Propeller Shaft Assembly,” vol. 5, no. 5, pp. 226–229, 2013.
- [9] L. Niigata Power Systems Co., “DRAWING & DOCUMENTS.pdf,” 2415R, 2008.
- [10] S. Jatmiko and S. Jokosisworo, “Analisa Kekuatan Puntir Dan Kekuatan Lentur Putar Poros Baja St 60 Sebagai Aplikasi Perancangan Bahan Poros Baling-Baling Kapal,” *Kapal*, vol. 5, no. 1, pp. 42–51, 2012, doi: 10.12777/kpl.5.1.42-51.
- [11] I. Setyadi, “Pengembangan Pengecoran Berbahan Baku Paduan Manganese Bronze Untuk Propeller Kapal Yang Berbasis Bahan Scrap = Casting Development of Manganese Bronze Alloy for Ship Propeller Based on Scrap Material,” *Maj. Ilm. Pengkaj. Ind.*, vol. 9, no. 3, p. 167, 2015, doi: 10.29122/mipi.v9i3.1647.
- [12] S. S. G. D. Yu. D. P. DUNNE, “Age Hardening In a Cu-bearing High Strength LowAlloy Steel,” vol. 36, no. 1, pp. 61–67, 1996.
- [13] B. K. Indonesia, *Rules For Machinery Installations*, vol. III. 2019.
- [14] N. K. Kyokai, “Guidelines on shafting alignment,” *Japan NK*, 2006.
- [15] E. P. Popov, *Engineering Mechanics of Solids*. prentice-hall inc, 1990.
- [16] J. A. Asroni, “Analisa Kegagalan Poros Dengan Pendekatan Metode Elemen Hingga,” *J. Tek. Mesin Univ. Muhammadiyah Metro*, vol. 2, no. 2, pp. 39–44.
- [17] Sularso and KIyokatsu Suga, *Dasar Perencanaan Dan Pemilihan Elemen Mesin*, vol. 53, no. 9. Jakarta: PT. PRADNYA PARAMITA, 2004.
- [18] F. Schmelz, C. H.-C. Seherr-Thoss, and E. Aucktor, *Universal Joint And Driveshaft*. 1991.