

Analisis Kekuatan Material pada Poros Kemudi Kapal Tradisional di Kabupaten Rembang Jawa Tengah

Eva Hertnacahyani Herraprastanti^{1)*}, Hendri Suryanto²⁾, Helmi Gunawan³⁾, Retno Wahyusari⁴⁾

1,2,3) Program Studi Teknik Mesin Sekolah Tinggi Teknologi Ronggolawe, Jl Kampus Ronggolawe Blok B No.1 Mentul Cepu Kab. Blora

4) Program Studi Informatika Sekolah Tinggi Teknologi Ronggolawe, Jl Kampus Ronggolawe Blok B No.1 Mentul Cepu Kab. Blora

Naskah diterima 02 08 2022; direvisi 04 05 2023; disetujui 09 05 2023
doi: <https://doi.org/10.24843/JEM.2023.v16.i01.p01>

Abstrak

Bagian kapal yang mempunyai peranan penting dalam pengendalian arah kapal adalah kemudi, dimana pada kemudi terdapat poros dan daun kemudi. Nelayan tradisional perlu mempertimbangkan ukuran poros kemudi karena poros kemudi menerima beban cukup besar saat kapal dibelokkan. Salah satu cara yang dapat dilakukan yaitu dengan melakukan kajian pada poros kemudi kapal. Poros kemudi kapal tradisional menggunakan material AISI 1045 yang memiliki sifat keras, tahan aus, tahan gaya puntir, dan cukup ulet pada bagian inti. Penelitian ini bertujuan untuk melakukan analisis kekuatan material pada poros kemudi kapal tradisional menggunakan Solidworks. Metode yang digunakan adalah simulasi kuantitatif untuk menganalisis kekuatan material pada poros kemudi kapal tradisional meliputi besar gaya, torsi dan tegangan yang terjadi. Analisis ini nantinya bermanfaat untuk membantu nelayan dalam pemilihan material yang sesuai untuk kapal tradisional. Hasil penelitian adalah material AISI 1045 memiliki yield strength sebesar $5.3e+08$ N/m². Poros kemudi kapal tradisional ketika diberi beban bending 100 N, dengan torsi 10 N.m didapatkan tegangan maksimum sebesar 33,64 N/mm², sehingga didapat *safety factor* sebesar 5,588585. Tegangan kritis akan terjadi ketika beban bending dinaikkan menjadi 600 N dan torsi 60 N.m, didapatkan tegangan maksimum 201,9 N/mm² dan *Safety factor* kurang dari 1 yaitu 0,931154. Tegangan maksimum yang diperoleh melebihi tegangan maksimum yang dipersyaratkan oleh Biro Klasifikasi Indonesia (BKI) yaitu sebesar 188 N/mm² sehingga dikatakan konstruksi tidak aman.

Kata kunci: kapal tradisional, kemudi kapal, tegangan von mises

Abstract

The part of the ship that has an important role in controlling the direction of the ship is the rudder, where the rudder has the shaft and rudder. Traditional fishermen need to consider the size of the rudder shaft because the rudder shaft receives a large enough load when the ship is turned. One way that can be done is by conducting a study on the ship's steering axis. The traditional ship steering axle uses AISI 1045 material which is hard, wear-resistant, torsional-resistant, and quite ductile at the core. This study aims to analyze the strength of the material on the steering shaft of a traditional ship using Solidworks. The method used is a quantitative simulation to analyze the strength of the structure on the steering shaft of a traditional ship including the strength of the structure, the magnitude of the force, the torque and the stress that occurs. This analysis will be useful to assist fishermen in selecting suitable materials for traditional boats. The result of this research is AISI 1045 material has a yield strength of $5.3e+08$ N/m². The traditional ship's steering axis when given a bending load of 100 N, with a torque of 10 N.m, the maximum stress is 33.64 N/mm², so the safety factor is 5.588585. The critical stress will occur when the bending load is increased to 600 N and the torque is 60 N.m, the maximum stress is 201.9 N/mm² and the safety factor is less than 1, which is 0.931154. The maximum stress obtained exceeds the maximum stress required by the Indonesian Classification Bureau (BKI) which is 188 N/mm² so that the construction is said to be unsafe.

1. Pendahuluan

Indonesia memiliki sekitar 17.500 pulau, bergaris pantai sepanjang 81.000 km. Sekitar 62% luas wilayah Indonesia adalah laut dan perairan yaitu mencapai 6,32 juta km² [1] sehingga pembangunan sub sektor perikanan di Indonesia masih menjadi prioritas utama. Demikian juga di Kabupaten Rembang Propinsi Jawa Tengah.

Kondisi ini seharusnya semakin menguntungkan karena Kabupaten Rembang mempunyai potensi sumber daya laut yang besar. Namun berdasarkan data Produk Domestik Regional Bruto (PRDB) untuk

sub sektor perikanan, sejak tahun 2010 hingga tahun 2020 andil sub sektor perikanan terlihat semakin melambat perkembangannya [2]. Kondisi ini salah satunya disebabkan karena nelayan tradisional di Kabupaten Rembang masih menggunakan metode perikanan tangkap skala kecil. Kapal nelayan tradisional yang beroperasi di Rembang seperti terlihat pada Gambar 1.

*Korespondensi: Tel./Fax.: +62 857-4026-8991

E-mail: 3vasttr@gmail.com

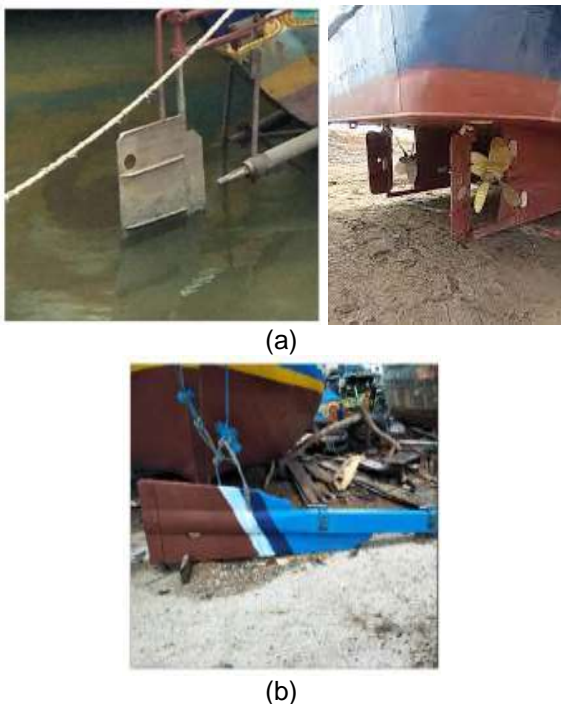
©Teknik Mesin Universitas Udayana 2023



Gambar 1. Kapal Tradisional di Kabupaten Rembang

Perkembangan teknologi dibidang perkapalan menuntut perancangan konstruksi kapal harus sesuai dengan performa yang diharapkan. Sebuah kapal yang berlayar di laut, harus dapat dikendalikan sesuai jalur yang ditentukan seperti bergerak lurus, berputar ataupun menghindari pada keadaan darurat [3]. Pengendalian arah kapal sangat ditentukan oleh kinerja kemudi kapal (*rudder*) [4]. Ketika *rudder* (kemudi) berputar membentuk sudut tertentu maka ada perubahan tekanan, kecepatan dan arah aliran fluida, hal inilah yang menyebabkan perubahan arah kapal [5].

Berdasarkan pengamatan, ada beberapa jenis kemudi kapal, yaitu kemudi berbahan baja dan kemudi berbahan kayu, seperti pada Gambar 2.



Gambar 2. (a) Kemudi berbahan baja (b) Kemudi berbahan kayu [6]

Sistem kemudi merupakan salah satu komponen yang harus ada pada kapal, karena dalam penentuan arah yang diinginkan dikendalikan oleh sistem ini. Pada kemudi terdapat daun kemudi (*rudder blade*) dan poros kemudi (*rudder stock*). Daun kemudi berfungsi mengubah arah perahu dengan mengubah arah aliran air. Daun kemudi berada di bagian bawah belakang perahu [7]. Pada saat dioperasikan gaya-gaya daun kemudi diteruskan kepada bagian bagian instalasi kemudi, salah satunya adalah poros kemudi [5].

Berdasarkan observasi yang dilakukan oleh Abubakar et al [8] menyebutkan bahwa salah satu penyebab kerusakan kemudi kapal adalah karena material yang tidak memenuhi standar. Begitu pula pada penelitian Maulana et al [7], bahwa kerusakan kemudi kapal bisa disebabkan karena adanya korosi pada daun kemudi.

Pemilihan material yang tepat merupakan salah satu hal penting dalam perancangan komponen kapal, khususnya daun kemudi. Penelitian ini bertujuan untuk menganalisis kekuatan material poros kemudi pada kapal tradisional di Kabupaten Rembang Propinsi Jawa Tengah. Metode yang digunakan adalah simulasi pembebanan bending dan punter pada poros kemudi untuk mengetahui tegangan yang terjadi pada poros kemudi. Hasil analisis dapat digunakan sebagai acuan bagi nelayan dalam pemilihan bahan *rudder*.

Penelitian sebelumnya telah dilakukan oleh Prabowo et al [5] yang bertujuan untuk menganalisa tegangan pada poros kemudi berbahan Monel 400 dan Baja AISI 1045. Kesimpulan penelitian tersebut adalah analisa tegangan pada kondisi $V_{streamline} = 11,98$ m/s dengan nilai tegangan paling besar senilai 9.04 MPa pada poros kemudi Monel 400 dan 11.8 MPa pada poros kemudi Baja AISI 1045. Adapun analisa pada kondisi $V_{streamline} = 9,58$ m/s, nilai tegangan paling rendah adalah 7.98 MPa pada poros kemudi n Monel 400 dan 11.5 MPa pada poros kemudi Baja AISI 1045.

Selanjutnya dalam penelitian Abu Bakar et al [8] yang melakukan simulasi kuantitatif untuk menggambarkan perbandingan kekuatan struktur, material dan analisis kekuatan, cacat produksi serta beban insidental yang terjadi pada tongkat kemudi kapal Perintis Sabuk Nusantara. Kesimpulan yang didapatkan adalah kerusakan tongkat kemudi terjadi karena beberapa potensi kerusakan pada tongkat kemudi yaitu material tidak standar, temuan cacat material karena kegagalan produksi dan beban insidental seperti kapal kandas, hantaman kayu dan terliit tali pada saat proses *mooring rope*.

Penelitian Belalawe [4] yang menggunakan daun kemudi yang terpasang pada sebuah kapal cepat dengan LOA (*Length Over All*) kapal 59.8 m dan berkecepatan dinas 28 knot. Penelitian ini membahas gaya yang bekerja pada daun kemudi dan distribusi kecepatan aliran fluida dengan 3 variasi posisi daun kemudi ($X/L=80\%$, $X/L=100\%$, $X/L=120\%$).

Keefektivitan gaya manuver daun kemudi ditentukan oleh besarnya nilai gaya hambat dan gaya angkat yang dihasilkan oleh daun kemudi, serta penurunan kecepatan fluida pada daun kemudi. Pada variasi $X/L=120\%$ sudut daun kemudi 35° , menghasilkan nilai total gaya hambat sebesar 760887 N, dan total gaya angkat sebesar 1230097 N. Penurunan kecepatan fluida u paling signifikan terdapat pada variasi $X/L=120\%$ dengan nilai 10.08 m/s pada *portside rudder* dan 9.30 m/s pada *starboard rudder*.

2. Metode Penelitian

Penelitian ini menggunakan simulasi kuantitatif untuk menganalisis kekuatan struktur pada kemudi kapal tradisional meliputi kekuatan struktur, besar gaya, torsi dan tegangan yang terjadi. Data penelitian ini sebagai pendekatan untuk menggambarkan dalam

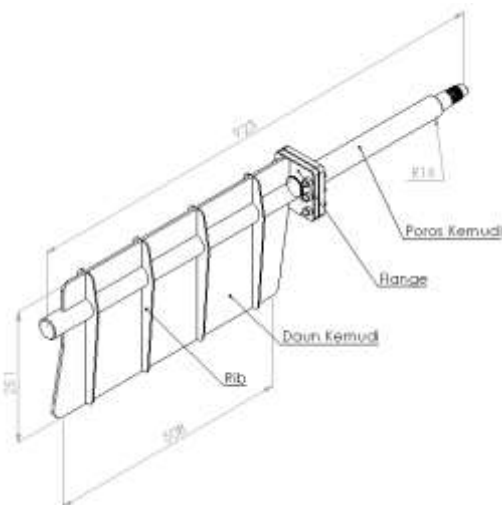
perangkat lunak (Solidworks versi 2018) menggunakan data rudder dari kapal tradisional. Adapun dimensi kapal tradisional tersebut adalah panjang 7 meter, lebar 2,5 meter dan tinggi 1,5 meter. Sedangkan dimensi *rudder* aktual secara keseluruhan dapat dilihat pada Gambar 3.



Gambar 3. Dimensi Aktual *Rudder* Kapal Tradisional

2.1 Proses Pemodelan

Gambar 4 menunjukkan desain *rudder* dari kapal nelayan tradisional di Kabupaten Rembang yang digambar menggunakan perangkat lunak Solidworks 2018.



Gambar 4. Model Wire Frame *Rudder* Kapal Tradisional [9]

2.2 Pemilihan Material

Material merupakan karakteristik bahan utama yang digunakan pada model. Dalam hal ini terdapat dua material yang digunakan yaitu AISI 1020 untuk komponen daun kemudi dan AISI 1045 untuk komponen poros kemudi. Adapun karakteristik material poros kemudi dapat dilihat pada Tabel 1.

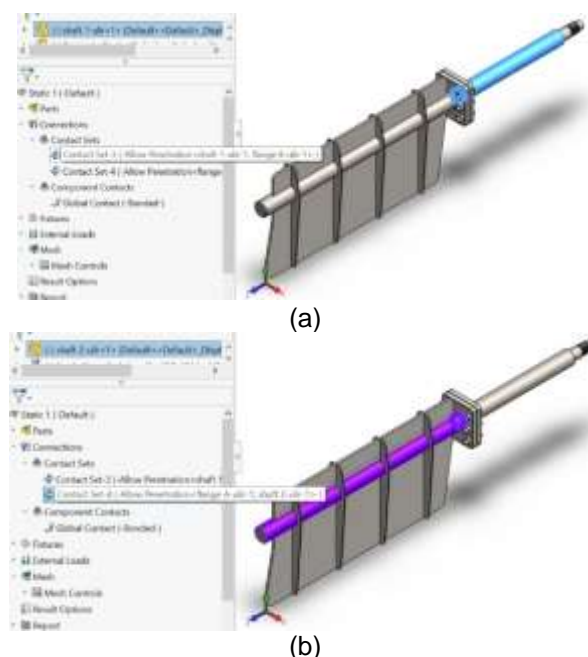
Tabel 1. *Properties* Material Poros Kemudi

Komponen	<i>Properties</i>	
Poros kemudi	<i>Material name</i>	AISI 1045 Steel, cold drawn
	<i>Model type:</i>	Linear Elastic Isotropic
	<i>Yield strength:</i>	5.3e+08 N/m ²
	<i>Tensile strength:</i>	6.25e+08 N/m ²

<i>Elastic modulus:</i>	2.05e+11 N/m ²
<i>Poisson's ratio:</i>	0.29
<i>Mass density:</i>	7850 kg/m ³
<i>Shear modulus:</i>	8e+10 N/m ²

2.3 Penentuan *Connection*

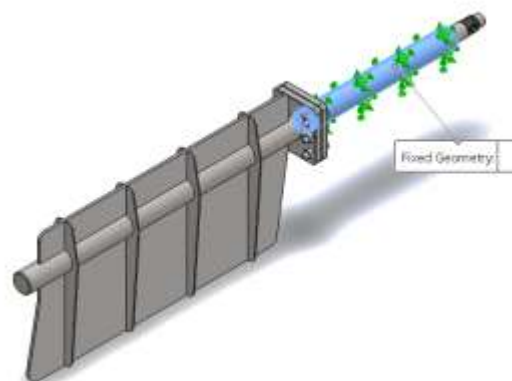
Connection digunakan untuk mendefinisikan koneksi antara komponen satu dengan komponen yang lain. Pada simulasi pilih *Connection* selanjutnya pilih *contacts set allow penetration* pada sambungan ulir antara poros kemudi dan *flange*. Selanjutnya pada *connection* pilih *component contact global contacts (bonded)*.



Gambar 5. (a) *Connection-Contact Set* antara Poros 1 dengan *Flange B*; (b) *Connection-Contact Set* antara Poros 2 dengan *Flange A*

2.4 Penentuan tumpuan (*fixture*)

Tumpuan (*Fixture*) merupakan area fix terpilih untuk mempertahankan posisi komponen dan pergerakannya ketika diberi beban. Pada simulasi pilih *fixture*, selanjutnya klik kanan dan pilih *fixed geometry*. Lokasi *fixture* yang dipilih adalah pada poros kemudi seperti ditampilkan pada Gambar 4.



Gambar 6. Penentuan *Fixed Geometry*

2.4 Penentuan beban (*External loads*)

Rudder menerima beban berupa beban bending dan beban puntir (*torque*). Beban bending ditentukan berdasarkan persamaan [10] :

$$C_R = 132 \cdot A \cdot v^2 \cdot K_1 \cdot K_2 \cdot K_3 \cdot K_t \quad (1)$$

Dimana :

C_R : Gaya *rudder*

v : v_0 untuk kondisi depan

: v_a untuk kondisi belakang

K_1 : koefisien, tergantung aspek rasio dari A
: $(A+2)/3$, dimana A tidak boleh lebih dari 2

K_2 : koefisien, tergantung tipe *rudder* dan profile *rudder*

K_3 : koefisien, tergantung lokasi *rudder*
: 0,5 untuk *rudder* di luar baling-baling jet
: 1,0 di lokasi lain, termasuk *rudder* di dalam baling-baling jet
: 1,15 untuk kemudi di belakang nosel baling-baling

K_t : koefisien, tergantung koefisien *thrust* C_{TH}
: 1,0 normal

Untuk beban puntir (*torque*) ditentukan berdasarkan persamaan :

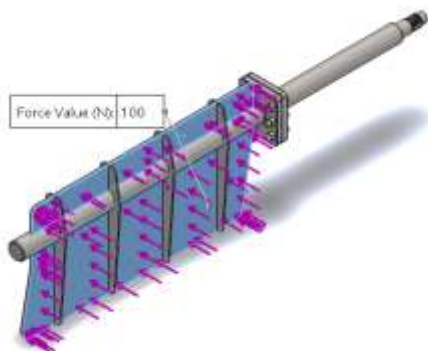
$$Q_R = C_R \cdot r \quad (2)$$

Dimana :

Q_R : beban puntir (Nm)

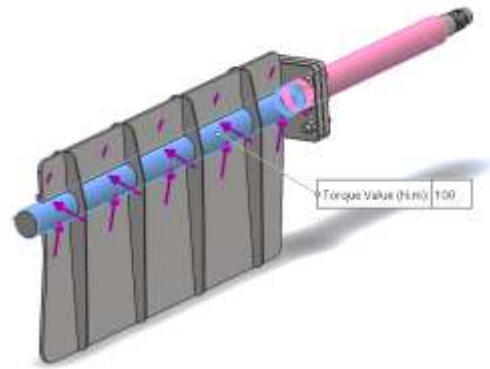
r : *lever*

Dalam simulasi menggunakan Solidworks, penentuan beban diberikan pada menu *External load*. Dalam hal ini *external load* pada kemudi kapal meliputi beban bending (*force*) dan beban puntir (*torque*). *Force* yang diberikan pada daun kemudi mulai dari 100 N sampai dengan 1000 N dengan kenaikan setiap 100 N. Adapun pemberian beban bending terlihat pada Gambar 5.



Gambar 7. Penentuan beban bending (*force*) pada model

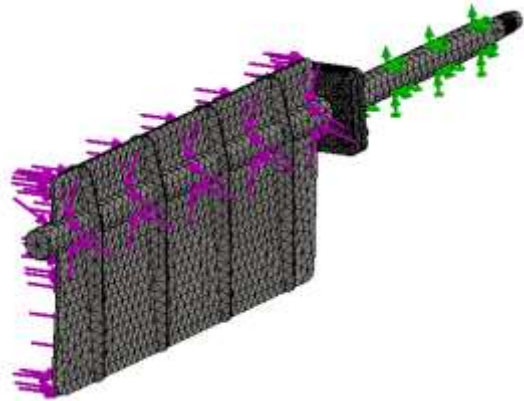
Sedangkan beban puntir diberikan pada poros kemudi sebesar 10 sampai dengan 100 N dengan interval 10 N. pemberian beban puntir seperti terlihat pada Gambar 6.



Gambar 8. Penentuan beban puntir (*torque*) pada model

2.5 Meshing

Meshing dilakukan sebelum proses simulasi. Proses *meshing* merupakan bagian integral dari simulasi rekayasa dibantu proses komputer. *Meshing* mempengaruhi akurasi, kecepatan konfigurasi dari solusi. Hasil dari proses *meshing* diperlihatkan pada Gambar 7.



Gambar 9. Proses *meshing*

2.6 Menjalankan Simulasi

Setelah semua parameter simulasi ditentukan, Langkah terakhir adalah menjalankan simulasi dengan menekan tombol *run this study*. Hasil simulasi bisa dilihat pada menu *result*.

2.7 Perhitungan *Safety Factor*

Berdasarkan peraturan Biro Klasifikasi Indonesia Vol II [10], *safety factor* untuk poros kemudi dihitung berdasarkan :

$$\sigma_{maks} = \frac{118}{k_r} \text{ N/mm}^2 \quad (3)$$

$$k_r = \left(\frac{235}{R_{eH}} \right)^{0,75} \text{ untuk } R_{eH} > 235 \text{ (N/mm}^2\text{)} \quad (4)$$

$$= \frac{235}{R_{eH}} \text{ untuk } R_{eH} \leq 235 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

Dimana :

σ_{maks} : tegangan ekuivalen akibat beban bending dan beban puntir (N/mm²)

k_r : faktor material

R_{eH} : nilai teratas tegangan luluh (*Yield strength*) minimum.

R_{eH} tidak boleh melebihi $0,7 \times$ tegangan tarik material (*Tensile strength*) atau 450 N/mm^2 , dipilih yang lebih kecil.

Safety factor ditentukan berdasarkan tegangan maksimum sesuai standar BKI [10] dibagi dengan tegangan yang terjadi, yaitu ;

$$sf = \frac{\sigma_{maks}}{\sigma} \quad (5)$$

Dimana :

σ : tegangan yang terjadi karena pembebanan

2. Hasil dan Pembahasan

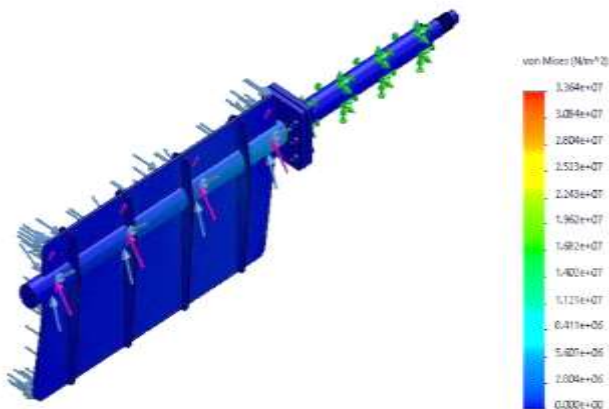
2.1 Distribusi tegangan

Berdasarkan simulasi dengan solidworks, pembebanan bending mulai dari 100 sampai dengan 1000 N dengan interval 100 N, dan beban puntir mulai dari 10 N sampai dengan 100 N interval 10 N diperoleh hasil seperti pada Tabel 2.

Tabel 2 Tegangan yang terjadi pada model ketika diberi beban bending dan puntir

Bending (N)	Puntir (N)	Tegangan (N/mm ²)
100	10	33,64
200	20	67,29
300	30	100,9
400	40	134,6
500	50	168,2
600	60	201,9
700	70	235,5
800	80	269,2
900	90	302,8
1000	100	336,5

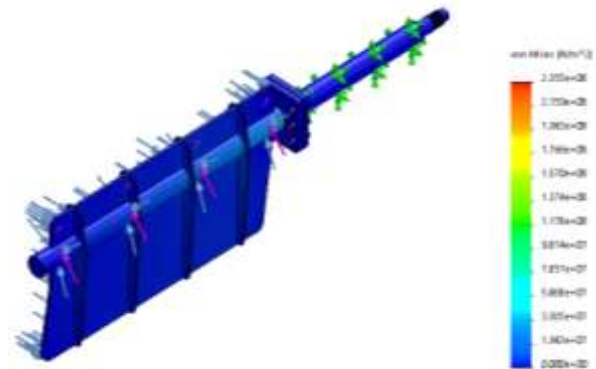
Adapun distribusi tegangan yang terjadi pada saat model diberi beban bending sebesar 100 N dan puntir 10 N terlihat pada Gambar 7.



Gambar 10. Distribusi tegangan pada beban bending 100 N dan puntir 10 N

Pada Gambar 7 terlihat tegangan von Mises maksimum sebesar $3,364e+07 \text{ N/m}^2$ atau $33,64 \text{ N/mm}^2$.

Selanjutnya model diberi beban bending lebih tinggi sampai dengan 1000 N interval 100 N, sedangkan beban puntir sebesar 10 N sampai dengan 100 N interval 10 N. Distribusi tegangan pada model pada saat diberi beban 700 N dan beban puntir 70 N terlihat pada Gambar 8.



Gambar 11. Distribusi tegangan pada beban bending 700 N dan puntir 70 N

Pada Gambar 11 terlihat tegangan von Mises maksimum sebesar $2,355e+08 \text{ N/m}^2$ atau $235,5 \text{ N/mm}^2$.

2.2 Perhitungan Safety Factor

R_{eH} poros kemudi = $437,5 \text{ N/mm}^2$.

Karena R_{eH} lebih besar dari 235 maka factor material dihitung sebagai berikut :

$$k_r = \left(\frac{235}{437,5} \right)^{0,75}$$

$$K_r = 0,627$$

$$\sigma_{maks} = \frac{118}{0,627}$$

$$= 188 \text{ N/mm}^2$$

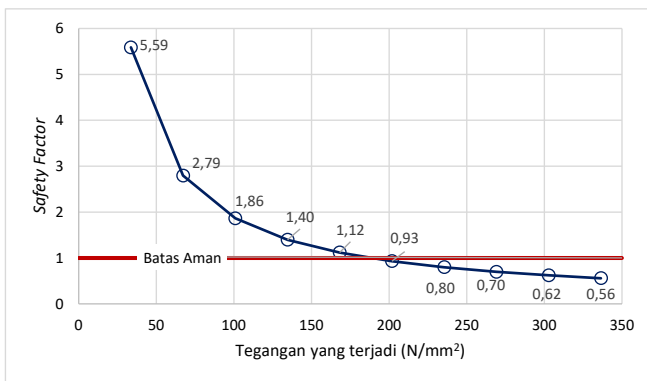
Selanjutnya *safety factor* dihitung berdasarkan persamaan (5) dan diperoleh hasil sebagai berikut :

Tabel 4. *Safety Factor* yang terjadi pada model ketika diberi beban bending beban puntir

Bending (N)	Puntir (N.m)	Tegangan (N/mm ²)	SF	Ket
100	10	33,64	5,588585	Aman
200	20	67,29	2,793877	Aman
300	30	100,9	1,863231	Aman
400	40	134,6	1,396731	Aman
500	50	168,2	1,117717	Aman
600	60	201,9	0,931154	Tidak Aman
700	70	235,5	0,798301	Tidak aman
800	80	269,2	0,698366	Tidak aman
900	90	302,8	0,620872	Tidak aman
1000	100	336,5	0,558692	Tidak aman

Berdasarkan Tabel 4 terlihat bahwa model masih aman menahan beban bending sampai dengan 500 N, dengan beban puntir sebesar 50 N.m. Hal ini ditunjukkan dengan nilai *safety factor* lebih dari 1 yaitu sebesar 1,117717. Ketika model diberi beban bending sebesar 600 N atau lebih dan beban puntir 60 N atau lebih, model akan mengalami kegagalan. Hal ini ditunjukkan dengan nilai *safety factor* kurang dari 1 yaitu sebesar 0,931154. Hal ini dikarenakan tegangan maksimum yang terjadi pada model melebihi tegangan maksimum yang dipersyaratkan oleh Biro Klasifikasi Indonesia (BKI).

Secara grafis berdasarkan Tabel 4 nilai Safety factor untuk masing-masing pembebanan bending dan puntir ditampilkan pada Gambar 12. Pada tegangan yang terjadi sebesar 168,2 N/mm², model dikatakan aman karena mampu menahan beban bending sebesar 500 N dan puntir sebesar 50 N.m. Sebaliknya, pada tegangan yang terjadi sebesar 201,9 N/mm², model dikatakan tidak aman karena tidak mampu menahan beban bending sebesar 600 N dan puntir sebesar 60 N.m.



Gambar 12. Nilai *Safety factor* terhadap tegangan yang terjadi

4. Simpulan

Kesimpulan dari penelitian tentang Analisis Kekuatan Material pada Poros Kemudi Kapal Tradisional di Kabupaten Rembang Jawa Tengah ini adalah beban bending maksimal yang mampu ditahan oleh model kemudi kapal ini adalah 500 N, dan beban puntir maksimal sebesar 50 N. Pada beban tersebut diperoleh tegangan sebesar 168,2 N/mm², dan tidak melebihi tegangan maksimum yang dipersyaratkan oleh Biro Klasifikasi Indonesia (BKI). *Safety factor* pada beban ini sebesar 1,117717 sehingga model dikatakan aman.

Sedangkan pada beban bending sebesar 600 N dan beban puntir sebesar 60 N.m model dikatakan tidak aman karena *safety factor* yang diperoleh kurang dari 1 yaitu sebesar 0,931154. Tegangan maksimum yang diperoleh sebesar 201,9 N/mm² dan melebihi tegangan maksimum yang dipersyaratkan oleh Biro Klasifikasi Indonesia (BKI) yaitu sebesar 188 N/mm².

Ucapan Terima Kasih

Dalam kegiatan penelitian ini penulis ingin mengucapkan terima kasih kepada Sekolah Tinggi

Teknologi Ronggolawe Cepu, Laboratorium Komputer, staf, asisten laboratorium, *toolman*, yang telah memberikan waktu, sehingga pemrograman dan pengolahan data dapat dilakukan.

Daftar Pustaka

- [1] B. Paolo, "Indonesia Kaya Potensi Kelautan dan Perikanan," 2017. <http://indonesiabaik.id/infografis/infografis-indonesia-kaya-potensi-kelautan-dan-perikanan>.
- [2] B. K. Rembang, *Kabupaten Rembang Dalam Angka 2020*. 2020.
- [3] Y. Novita, B. H. Iskandar, M. Imron, and H. S. Nurdin, "Desain Kapal Purse Seine Modifikasi di Kabupaten Bulukumba Provinsi Sulawesi Selatan," *J. Perikan. dan Kelaut.*, vol. 6, no. 2, pp. 125–136, 2016.
- [4] B. J. Belalawe, "Analisis Variasi Posisi Rudder terhadap Efektivitas Manuver Kapal," 2017.
- [5] A. F. R. Prabowo *et al.*, "Analisa Kekuatan Poros Kemudi Kapal Penampung Ikan Tradisional 200 Gt Kabupaten Batang Dengan Metode Elemen Hingga," *J. Tek. Perkapalan*, vol. 4, no. 3, pp. 538–548, 2016.
- [6] P. K. D. N. Y. Putra, Y. Novita, and B. H. Iskandar, "Keragaman Bentuk Kapal Penangkap Ikan yang Berbasis di Pelabuhan Perikanan Nusantara Brondong," *Saintek Perikan. Indones. J. Fish. Sci. Technol.*, vol. 16, no. 4, pp. 235–242, 2020.
- [7] A. Maulana, Azwar, and Marzuki, "Analisa Laju Korosi Pada Komponen Daun Kemudi (Rudder Blade) Perahu Bermotor Nelayan Tradisional," *J. Mesin Sains Terap.*, vol. 6, no. 1, pp. 22–29, 2022.
- [8] A. A. Z. Abubakar, G. Sitepu, and S. Baso, "Analisis Potensi Penyebab Kerusakan Tongkat Kemudi Kapal Sabuk Nusantara," *J. Penelit. Enj.*, vol. 25, no. 1, pp. 1–7, 2021, doi: 10.25042/jpe.052021.01.
- [9] S. Fidu, "Rudder Blade," 2016. .
- [10] *Rules For The Classification And Construction*, vol. II. 2017.




Eva Hertnacahyani Herraprastanti menyelesaikan pendidikan S1 Teknik Industri di Institut Teknologi Nasional Malang. Pendidikan Magister Teknik Mesin diselesaikan di Universitas Diponegoro dengan area riset tentang perancangan teknik.


Saat ini ia bekerja sebagai dosen di Jurusan Teknik Mesin Sekolah Tinggi Teknologi Ronggolawe Bidang penelitian utama yang digeluti adalah airfoil/hydrofoil, turbin angin, analisa struktur, dan mekanika kekuatan material

	<p>Hendri Suryanto menyelesaikan studi program sarjana di Jurusan Teknik Mesin Universitas Jayabaya Jakarta dari tahun 1999-2001. Pendidikan Magister Teknik Mesin diselesaikan di Institut Teknologi Sepuluh Nopember pada tahun 2011-2015.</p>
---	---

Saat ini ia bekerja sebagai dosen di Jurusan Teknik Mesin Sekolah Tinggi Teknologi Ronggolawe Bidang penelitian utama yang digeluti adalah getaran, dinamika, kinematika, dan pneumatic-hidrolik.

	<p>Helmi Gunawan menyelesaikan studi program sarjana pendidikan di Jurusan Bahasa Inggris Universitas Muhammadiyah Surakarta dari tahun 2005-2009. Pendidikan Magister Pendidikan diselesaikan Universitas Negeri Surakarta pada tahun 2010-2013.</p>
---	--

Saat ini ia bekerja sebagai dosen di Jurusan Teknik Mesin Sekolah Tinggi Teknologi Ronggolawe Bidang penelitian utama yang digeluti adalah Student's Learning Motivation

	<p>Retno Wahyusari memperoleh gelar Sarjana Komputer (S.Kom) dan Magister Komputer (M.Kom) dari fakultas Ilmu Komputer, Universitas Dian Nuswantoro, Semarang.</p>
--	---

Saat ini bekerja sebagai dosen program studi informatika STT Ronggolawe Cepu. Bidang penelitian yang digeluti kecerdasan buatan, Internet of Things.