

Analisis getaran dan kebisingan pada kamar mesin dan geladak penumpang kapal cepat Aluminium

Amalia Ika Wulandari^{1*}, Suardi², Muhammad Yusuf Ismail³

^{1,2,3}Teknik Perkapalan, Jurusan Sains Teknologi Pangan dan Kemaritiman, Institut Teknologi Kalimantan
Karang Joang, Balikpapan, Kalimantan Timur, Indonesia
*Corresponding author: amaliaikaw@lecturer.itk.ac.id

Abstract

Ship vibration is part of the problem with ship dynamics. In addition to producing noise that disturbs the comfort of crew and passengers, engine structures and components can be damaged due to vibrations that are too high, resulting in material fatigue and material deformation. In order to avoid the damage that occurs and in order to improve the comfort of passengers and crew, shipbuilding must comply with vibration and noise standards. This study aims to analyze the value of vibration and the value of noise that arises on the aluminum fast boat as a result of excitation in terms of the main engine. Calculation of natural frequency and mode shapes is done using ship modeling with Finite Element Analysis Software. The excitation frequency of the main engine is 35.014 Hz. Based on the system's amplitude calculation, the values range from 3.273×10^{-7} to 2.703×10^{-6} . Then the vibration standard values obtained are in the range of values from 0.253 to 2.093. Then, the noise radiation value obtained is in the range of 134,582 dB to 130,449 dB. All research results regarding vibration and noise standards in the engine room and passenger deck of aluminum ships obtained results that meet the standards, so it can be concluded that the ship's construction is safe from excessive vibration and noise.

Keyword: Natural frequency, Finite Element Method, high speed vessel.

Abstrak

Getaran kapal adalah bagian dari masalah pada dinamika kapal. Selain menghasilkan kebisingan yang mengganggu kenyamanan para awak dan penumpang, struktur dan komponen mesin dapat rusak akibat getaran yang terlalu tinggi sehingga mengakibatkan kelelahan material dan perubahan bentuk material. Untuk menghindari kerusakan yang terjadi dan agar dapat meningkatkan kenyamanan penumpang serta awak kapal, pembuatan kapal harus memenuhi standar getaran dan kebisingan. Penelitian ini bertujuan untuk menganalisis nilai getaran serta nilai kebisingan yang timbul pada kapal cepat aluminium akibat dari eksitasi yang ditinjau dari mesin induk. Perhitungan frekuensi natural dan mode shapes dilakukan menggunakan permodelan kapal dengan Program Analisis Elemen Hingga. Frekuensi eksitasi dari mesin induk adalah 35.014 Hz. Berdasarkan perhitungan amplitudo sistem yang didapatkan rentang nilai 3.273×10^{-7} hingga 2.703×10^{-6} . Kemudian nilai standar getaran yang didapatkan berada di rentang nilai 0.253 hingga 2.093. Selanjutnya nilai radiasi kebisingan yang didapatkan berada di rentang nilai 134.582 dB hingga 130.449 dB. Seluruh hasil penelitian mengenai standar getaran dan kebisingan pada kamar mesin dan geladak penumpang kapal aluminium mendapatkan hasil yang memenuhi standar, sehingga dapat disimpulkan konstruksi kapal tersebut aman dari getaran dan kebisingan yang berlebih.

Kata kunci: Frekuensi natural, Metode Elemen Hingga, kapal cepat.

Pendahuluan

Aluminium cukup banyak digunakan sebagai material untuk membuat

kapal cepat. Hal ini dilakukan karena aluminium memiliki massa yang lebih ringan daripada baja sehingga cocok untuk

kapal yang membutuhkan kecepatan tinggi. Material aluminium juga banyak dipilih karena dinilai lebih tahan terhadap korosi dibanding dengan material baja [1].

Kekuatan struktur material dari kapal aluminium memiliki perbedaan dengan kapal material baja atau yang menggunakan material lainnya. Kapal aluminium juga memiliki perbedaan kekuatan terhadap getaran dibandingkan dengan kapal dengan material lain. Kekuatan struktur Aluminium tidak lebih baik dibandingkan baja karbon, sehingga kurang baik dalam menahan getaran pada kapal [2].

Getaran kapal adalah bagian dari masalah pada dinamika kapal. Selain menghasilkan kebisingan yang mengganggu kenyamanan para awak dan penumpang, struktur dan komponen mesin dapat rusak akibat getaran yang terlalu tinggi sehingga mengakibatkan kelelahan material dan perubahan bentuk material serta terjadinya keausan sehingga kejadian tersebut merupakan penyebab dari meningkatnya celah pada bagian - bagian yang rapat sehingga menyebabkan keretakan pada struktur kapal [3].

Umumnya, getaran pada kapal bersumber dari adanya gaya internal pada sistem propulsi kapal, sehingga perlu diperhatikan agar getaran yang dihasilkan oleh sistem propulsi kapal tidak melebihi dari batas yang ditentukan. Untuk menghindari getaran yang terjadi dalam meningkatkan kenyamanan penumpang kapal, pembuatan kapal harus memenuhi standar yang berlaku [4][5].

Tinjauan Pustaka

1. Sistem propulsi kapal

Suatu kapal dalam pengoperasiannya, diharuskan agar memiliki kemampuan dalam mempertahankan kecepatan yang telah dirancang. Oleh karena itu, perlunya dimiliki rancangan sistem penggerak kapal (propeller, mesin, dll) yang mampu untuk mengatasi seluruh gaya hambat (*total resistance*) pada lambung kapal agar kapal

tersebut dapat memenuhi standar kecepatan rancangannya [6].

Ada tiga komponen utama Sistem Propulsi Kapal diantaranya, yaitu: (a) Motor Penggerak Utama (*main engine*); (b) Sistem Transmisi (*gear box*); dan (c) Alat Gerak (*propulsor*). Tiga komponen utama tersebut adalah suatu kesatuan komponen kapal yang tidak dapat ditinjau secara terpisah dalam proses perencanaannya [7].

Sistem poros dalam sistem penggerak kapal memiliki fungsi sebagai sistem transmisi putaran dan daya yang bersumber dari mesin induk menuju ke propeller untuk menggerakkan kapal pada kecepatan tertentu [8].

2. Getaran

Getaran pada kapal merupakan suatu fenomena yang timbul akibat adanya transfer gaya pada elemen mesin, sehingga elemen tersebut saling bereaksi satu sama lain melalui struktur dan bergetar. Keausan dan kerusakan serta perubahan bentuk akan merubah karakteristik dinamis sistem yang cenderung dapat meningkatkan energi getaran [9].

Getaran bebas dan getaran paksa merupakan 2 kelompok getaran yang secara umum diketahui. Getaran bebas terjadi saat sistem berosilasi karena gaya yang ada dalam sistem itu sendiri (*inherent*) dan saat tidak ada gaya luar yang mempengaruhi. Sedangkan getaran paksa adalah getaran yang terjadi karena adanya rangsangan gaya luar yang berisolasi dengan sistem sehingga sistem dipaksa untuk bergetar pada frekuensi rangsangan. Apabila eksitasi harmonik paksa mempengaruhi sebuah sistem, maka pada frekuensi yang sama respon getarannya akan berlangsung dengan frekuensi eksitasinya [10]. Getaran paksa biasanya terjadi pada getaran pondasi karena mesin yang bertumpu di atasnya bergetar. Apabila frekuensi natural sistem sama dengan frekuensi rangsangannya maka akan terjadi kondisi resonansi [11].

3. Frekuensi natural

Frekuensi natural atau frekuensi alami adalah sebuah sistem frekuensi yang

bergetar akibat dari rangsangan impuls sesaat terhadap suatu elemen dari posisi kesetimbangannya [12]. Frekuensi natural terdapat pada seluruh benda yang memiliki kekakuan dan massa. Besarnya frekuensi natural dapat diketahui dengan persamaan berikut.

$$f_{nd} \approx f_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (1)$$

Frekuensi natural adalah frekuensi yang berpengaruh terhadap terjadinya resonansi. Frekuensi natural dengan frekuensi eksitasi tidak boleh memiliki nilai yang sama untuk menghindari terjadinya resonansi, sehingga nilai frekuensi natural perlu diketahui.

4. Frekuensi eksitasi

Frekuensi eksitasi adalah frekuensi yang dimiliki oleh penghasil gaya eksternal (eksitasi). Frekuensi eksitasi yang ditimbulkan dari baling-baling dan mesin induk dapat menjadi penyebab terjadinya resonansi pada struktur kapal.[13]

Besarnya frekuensi eksitasi yang terjadi akibat pengaruh mesin induk adalah sebagai berikut:

$$f = \frac{2 \cdot \pi \cdot RPM}{60} \quad (2)$$

dimana:

RPM = RPM mesin induk

Angka 60 karena 1 menit = 60 detik

5. Resonansi

Getaran yang berlebih dapat mengakibatkan masalah pada struktur kapal apabila kondisi resonansi terjadi. Resonansi terjadi saat frekuensi eksitasi dari mesin atau baling-baling bertemu atau memiliki nilai yang sama dengan salah satu frekuensi natural. Saat kondisi resonansi, besarnya amplitudo getaran hanya dibatasi oleh redaman sistem. Redaman yang terjadi pada struktur kapal umumnya bernilai sangat kecil sehingga nilai amplitudo pada kondisi resonansi secara relatif lebih besar apabila kondisi tersebut dibandingkan dengan kondisi tidak resonansi [12].

Dalam perhitungan getaran, harus dipertimbangkan eksitasi dan respon

getarannya. Respon getaran memiliki persamaan sebagai berikut:

$$X = \frac{F/k}{\sqrt{1 - \left(\frac{f}{f_n}\right)^2 + 2\zeta\left(\frac{f}{f_n}\right)^2}} \quad (3)$$

Koefisien redaman ζ berasal dari redaman hidrodinamika dan redaman struktural pada posisi *thrust block* dan fondasinya. Redaman hidrodinamika umumnya lebih dominan jika dibandingkan dengan redaman struktural, akan tetapi harga ζ yang diambil secara konvensional yaitu $\zeta = 0.05$.

6. Standar getaran pada kapal

Salah satu pasal dari peraturan ABS berbunyi sebagai berikut: "Getaran longitudinal sistem propulsi dianggap berlebihan apabila *Root Mean Square (RMS)* amplitudo percepatannya lebih besar dari $0.25 \cdot g$ " [14]. Dalam banyak kasus amplitudo diasumsikan konstan sehingga

$$A_{RMS} = A$$

$$A_{RMS} = \left[\frac{RPM \cdot 2\pi \cdot N}{60} \right]^2 X \quad (4)$$

$$A_{RMS} < 0,25 \cdot g$$

7. Kebisingan

Kebisingan di bawah air yang disebabkan oleh propeller terjadi disebabkan adanya kavitasi. Kebisingan yang terjadi langsung ditransmisikan ke air. Kebisingan yang dihasilkan dari kapal-kapal besar seperti tanker bernilai 190 dB lebih, sedang kapal ukuran sedang menghasilkan sekitar 150-170 dB. ICES 209 secara efektif membentuk standar kebisingan melalui kapal ikan yang dijadikan kapal penelitian. Untuk itu perlunya analisis tingkat radiasi kebisingan yang dihasilkan sistem propulsi kapal yang bersumber dari propeller. Batas standar maksimum kebisingan kapal menurut ICES 209 yaitu 135 dB [15].

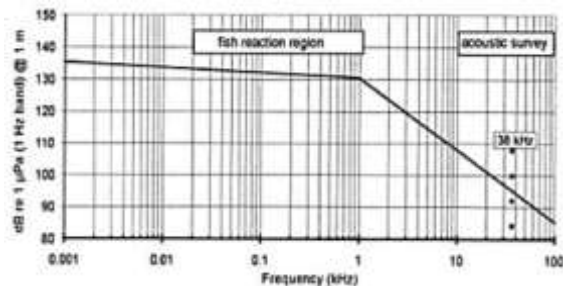
8. Standar Kebisingan

Dengan menggunakan Metode Miston (1995) tingkat radiasi kebisingan bisa di analisis sebagai berikut:

$$SL = 135 - 1.66 \log_{10} \left[\frac{F_{Hz}}{1Hz} \right] \quad (5)$$

dimana SL adalah tingkat sumber kebisingan dan FHz merupakan frekuensi natural.

Pemakaian persamaan diatas digunakan untuk frekuensi 1Hz hingga 1kHz. Untuk lengkapnya dapat dilihat dari gambar berikut.



Gambar 1. Kurva Radiasi Kebisingan Menurut ICES

Metode Penelitian

Penelitian ini dilakukan dengan metode elemen hingga menggunakan bantuan *FEA Software*.

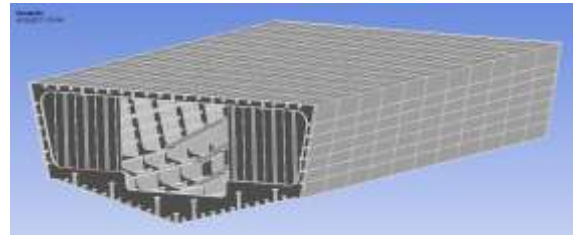
1. Permodelan

Dalam langkah ini, dilakukan pembuatan model elemen hingga dari kapal cepat aluminium. Dalam permodelan kapal digunakan gambar konstruksi profil dari tiap gading dan ukuran utama kapal sebagai berikut

Tabel 1. Data Ukuran Utama Kapal

No	Data Kapal	Ukuran
1	<i>Length Overall</i>	41.60 meter
2	<i>Breadth</i>	6.95 meter
3	<i>Height</i>	2.90 meter
4	<i>Draught</i>	1.30 meter
5	<i>Main Engine</i>	3 x 1450 HP
6	<i>Vs</i>	32 knot
7	<i>RPM</i>	2100 RPM

Berikut merupakan hasil permodelan kamar mesin kapal cepat aluminium pada frame 6 -frame 17.

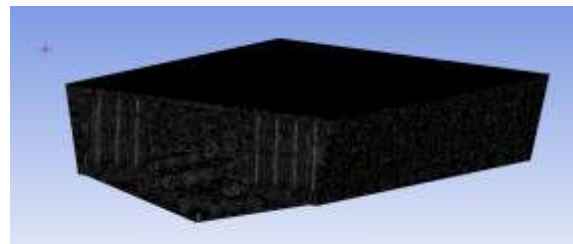


Gambar 2. Model Kamar Mesin

Dalam permodelan ini sumbu x menunjukkan panjang model, sumbu y menunjukkan lebar model, dan sumbu z menunjukkan tinggi model.

2. Meshing

Meshing merupakan suatu proses dalam analisis elemen hingga untuk membuat keseluruhan model terbagi menjadi beberapa elemen yang lebih kecil agar didapatkan hasil analisis yang detail pada model tersebut. Apabila *meshing* tidak sesuai maka model tidak dapat di run dan hasil analisis pun menjadi tidak valid.[4]



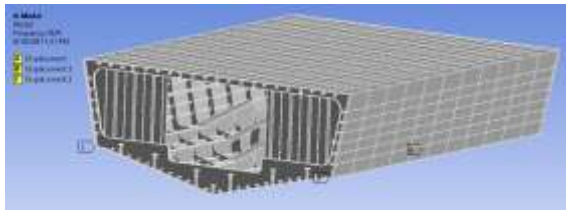
Gambar 3. Hasil *Meshing* Model

Jenis meshing yang digunakan pada model adalah *coarse mesh* dimana ukuran elemen yang digunakan relatif besar (tidak halus).

3. Kondisi Batas

Pemberian tumpuan atau kondisi batas diperlukan dalam melakukan analisis elemen hingga [16].

Mengacu pada (DNV-GL, 2015), disebutkan bahwa metode 3-2-1 *Minimal Supports* cocok digunakan untuk kondisi batas untuk kapal [17].



Gambar 4. Tumpuan (Kondisi Batas)

Hasil dan Pembahasan

Dalam analisis *mode shapes* atau ragam bentuk pada program analisis elemen hingga, solusi yang didapat berupa frekuensi natural.

Berdasarkan hasil *running* yang telah dilakukan, frekuensi natural dari model kamar mesin dan geladak didapatkan sebagai berikut. Pada analisis model ini, dicari 250 ragam bentuk dan frekuensi natural pertama. Berikut merupakan nilai frekuensi natural untuk setiap mode atau bentuk yang didapat dari hasil analisis *FEA Software*.

Tabel 2. Nilai frekuensi natural

Mode	Fn (Hz)	Mode	Fn (Hz)
1	0.56	130	344.87
10	47.87	140	359.88
20	93.79	150	378.04
30	124.27	160	402.85
40	150.46	170	421.81
50	172.82	180	440.34
60	196.21	190	454.19
70	219.35	200	470.85
80	240.45	210	488.04
90	264.23	220	503.64
100	281.85	230	521.82
110	301.43	240	536.85
120	322.76	250	551.12

Dari hasil data yang didapat, perlu diketahui RPM dari mesin induk yang digunakan pada kapal cepat aluminium ini adalah 2100 rpm dalam kondisi kecepatan penuh. Sehingga frekuensi eksitasinya dapat dihitung sebagai berikut:

$$f = \frac{2 \cdot \pi \cdot RPM}{60}$$

$$f = \frac{2 \cdot \pi \cdot 2100}{60}$$

$$= 220 \text{ rad/s}$$

$$= 35.014 \text{ Hz}$$

Besarnya nilai amplitudo getaran pada sistem perlu diketahui terlebih dahulu sebelum mengetahui apakah akan timbul masalah dari besarnya getaran yang terjadi, kemudian nilai tersebut dibandingkan dengan standar yang ada, berikut hasil perhitungan amplitudo sistem yang didapatkan dari hasil perhitungan.

Tabel 3. Nilai Amplitudo Sistem

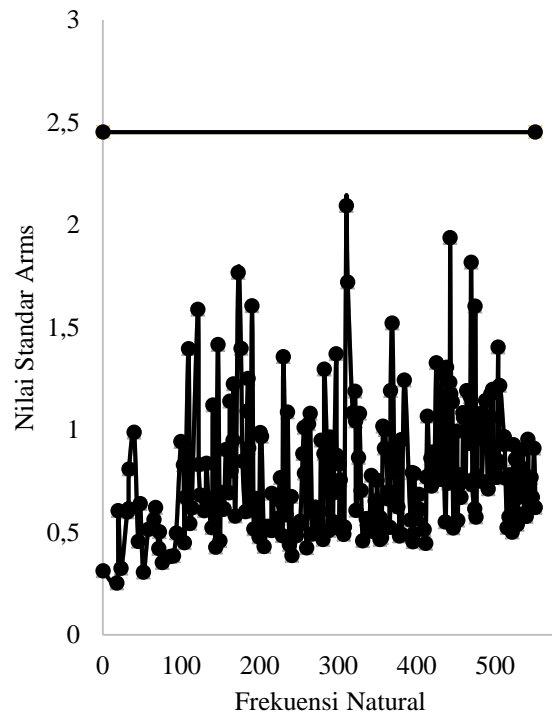
Mode	Frekuensi Natural (Hz)	Amplitudo Sistem (mm)
1	0.56028	4.03 x 10 ⁻⁷
10	47.869	8.27 x 10 ⁻⁷
20	93.789	6.41 x 10 ⁻⁷
30	124.27	8.81 x 10 ⁻⁷
40	150.46	8.98 x 10 ⁻⁷
50	172.82	2.28 x 10 ⁻⁶
60	196.21	8.58 x 10 ⁻⁷
70	219.35	6.99 x 10 ⁻⁷
80	240.45	8.71 x 10 ⁻⁷
90	264.23	1.40 x 10 ⁻⁶
100	281.85	1.14 x 10 ⁻⁶
110	301.43	1.08 x 10 ⁻⁶
120	322.76	7.84 x 10 ⁻⁷
130	344.87	6.51 x 10 ⁻⁷
140	359.88	1.29 x 10 ⁻⁶
150	378.04	6.23 x 10 ⁻⁷
160	402.85	8.85 x 10 ⁻⁷
170	421.81	1.01 x 10 ⁻⁶
180	440.34	9.57 x 10 ⁻⁷
190	454.19	8.66 x 10 ⁻⁷
200	470.85	9.46 x 10 ⁻⁷
210	488.04	1.48 x 10 ⁻⁶
220	503.64	1.81 x 10 ⁻⁶
230	521.82	6.48 x 10 ⁻⁷
240	536.85	7.63 x 10 ⁻⁷
250	551.12	8.03 x 10 ⁻⁷

Setelah nilai amplitudo getaran pada sistem didapatkan, maka dapat diketahui standar kelayakan getarannya.

Telah dilakukan perhitungan dan analisis standar getaran Arms terhadap seluruh 250 bentuk pertama *mode shapes* hasil analisis *FEA Software* dan didapatkan data nilai seperti yang terlihat pada Tabel dibawah dan membentuk kurva nilai frekuensi natural terhadap standar getaran pada Gambar dibawah sebagai berikut:

Tabel 4. Nilai Standar Getaran

Mode	Frekuensi Natural (Hz)	Standar Getaran
1	0.56	0.312
10	47.87	0.640
20	93.79	0.496
30	124.27	0.683
40	150.46	0.695
50	172.82	1.767
60	196.21	0.665
70	219.35	0.541
80	240.45	0.674
90	264.23	1.081
100	281.85	0.883
110	301.43	0.833
120	322.76	0.607
130	344.87	0.504
140	359.88	1.001
150	378.04	0.483
160	402.85	0.685
170	421.81	0.784
180	440.34	0.741
190	454.19	0.670
200	470.85	0.733
210	488.04	1.142
220	503.64	1.404
230	521.82	0.502
240	536.85	0.591
250	551.12	0.622



Gambar 5. Kurva Standar Getaran

Dari seluruh data hasil perhitungan yang didapatkan pada 250 bentuk dan nilai frekuensi natural pada konstruksi kamar mesin dan geladak nilai rata-rata Arms < 0.25g, yang dapat dinyatakan dalam kondisi aman.

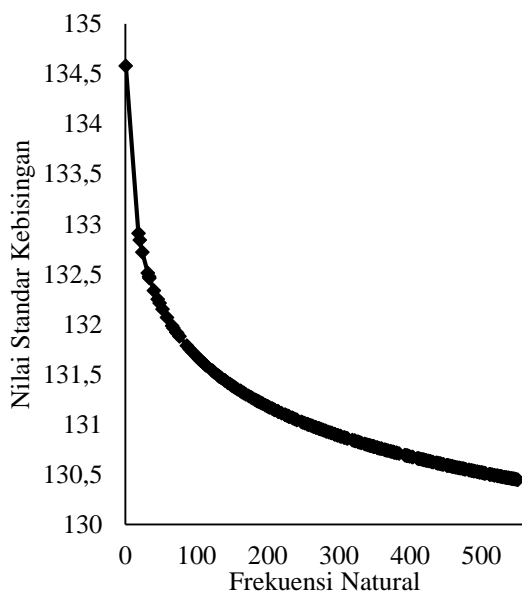
Selain menganalisis standar getaran, diperlukan juga diketahui tingkat kebisingan yang terjadi pada setiap mode yang telah dianalisis. Perhitungan tingkat radiasi kebisingan dilakukan menggunakan bantuan *spreadsheet software*.

Perhitungan ini merupakan metode estimasi yang berpatokan pada standar ICES 209 untuk menentukan nilai kebisingan pada kapal. Dikarenakan nilai frekuensi natural yang didapat dari 250 bentuk pertama hasil analisis *FEA Software* kurang dari 1kHz, maka nilai dari tingkat radiasi kebisingan dapat diketahui sebagai berikut:

Tabel 5. Nilai Standar Kebisingan

Mode	Fn (Hz)	Standar Kebisingan
1	0.56	133.2605
10	47.87	132.2111
20	93.79	131.7262
30	124.27	131.5234
40	150.46	131.3855
50	172.82	131.2856

60	196.21	131.1941
70	219.35	131.1137
80	240.45	131.0475
90	264.23	130.9795
100	281.85	130.9330
110	301.43	130.8846
120	322.76	130.8353
130	344.87	130.7875
140	359.88	130.7568
150	378.04	130.7213
160	402.85	130.6755
170	421.81	130.6423
180	440.34	130.6113
190	454.19	130.5890
200	470.85	130.5630
210	488.04	130.5372
220	503.64	130.5145
230	521.82	130.4889
240	536.85	130.4684
250	551.12	130.4495



Gambar 6. Kurva Standar Kebisingan

Secara keseluruhan dari hasil perhitungan dari 250 mode didapatkan hasil nilai tingkat radiasi kebisingan berada dibawah standar sehingga dapat dinyatakan aman untuk tingkat kebisingannya.

Kesimpulan

Berdasarkan dari seluruh hasil analisis dan perhitungan yang dilakukan,

dapat ditarik kesimpulan yaitu nilai amplitudo getaran sistem pada kamar mesin dan geladak penumpang kapal cepat aluminium yang didapatkan dari hasil perhitungan analisis 250 mode shapes didapatkan hasil yang bervariasi dengan rentang nilai 3.273×10^{-7} hingga 2.703×10^{-6} . Kemudian nilai standar getaran yang didapatkan berada di rentang nilai 0.253 hingga 2.093. Oleh karena itu seluruh nilai getaran pada 250 mode shape memenuhi standar getaran. Nilai radiasi kebisingan pada kamar mesin dan geladak penumpang kapal cepat aluminium didapatkan hasil variasi tingkat kebisingan dengan rentang nilai 134.582 dB hingga 130.449 dB. Dari hasil penelitian dapat diketahui semakin besarnya frekuensi natural, maka nilai radiasi kebisingannya semakin kecil, sehingga seluruh nilai memenuhi standar radiasi kebisingan.

Ucapan Terima Kasih

Penulis ingin berterima kasih kepada kedua semua pihak karena telah memberikan banyak dukungan kepada penulis baik secara moril maupun materil.

Referensi

- [1] C. HUDA, "Analisis Laju Korosi Material Aluminium 5083 Sebagai Aplikasi Bahan Lambung Kapal," *J. Pendidik. Tek. Mesin UNESA*, vol. 6, no. 02, p. 251226, 2017.
- [2] M. Sunardi, Listijorini, E, Sahroni, "Machine ; Jurnal Teknik Mesin Vol . 2 No . 2 , Juli 2016 ISSN : 2502-2040 Pengaruh jarak sel bukaan balok terhadap kekuatan material dan karakteristik getaran Sunardi , Erny Listijorini , Muhamad Sahroni Jurusan Teknik Mesin Universitas Sultan Ageng Tirtay," *Mach. Tek. Mesin*, vol. 2, no. 2, pp. 6–10.
- [3] R. A. Arisandhi, "analisa getaran pada kapal sar (search and rescue) dengan material hdpe (high density polyethylene) final project - me 141501 vibration analysis in sar (

- search and rescue) boat using hdpe (high density polyethylene) material Departement of Marine ,” 2016.
- [4] E. Avi, A. Laakso, J. Romanoff, H. Remes, and I. Lillemäe-Avi, “Coarse mesh finite element model for cruise ship global and local vibration analysis,” *Mar. Struct.*, vol. 79, no. December 2020, 2021.
- [5] T. R. Lin, J. Pan, P. J. O’Shea, and C. K. Mechefske, “A study of vibration and vibration control of ship structures,” *Mar. Struct.*, vol. 22, no. 4, pp. 730–743, 2009.
- [6] U. Budi, “Peranan Baling Baling pada Gerakan Kapal,” *Teknik*, vol. 33, no. 2, pp. 106–111, 2012.
- [7] M. Riesner and O. el Moctar, “A numerical method to compute global resonant vibrations of ships at forward speed in oblique waves,” *Appl. Ocean Res.*, vol. 108, no. June 2020, p. 102520, 2021.
- [8] Z. W. Huang and Y. H. Tan, “Experimental Investigation on Active Longitudinal Vibration Suppression of the Thrust Bearing,” *J. Phys. Conf. Ser.*, vol. 1314, no. 1, pp. 0–6, 2019.
- [9] K. M. Kumala, “Dhani Priatmoko Taufik Fajar Nugroho ST , MSc . Abstract,” pp. 1–14.
- [10] K. . Wilson, “Ship vibration,” *Mar. Eng. Nav. Archit.*, pp. 312–326, 1955.
- [11] M. B. Rahmat, I. Sutrisno, Budianto, A. W. Budi Santosa, and F. Nofandi, “Vibration Analysis of Ship-RUV Structure in Operational Conditions,” *IOP Conf. Ser. Earth Environ. Sci.*, vol. 519, no. 1, 2020.
- [12] E. V. Lewis, *No Title*, Second Edi. USA: Society of Naval Architects and Marine Engineers (SNAME), 1988.
- [13] A. Alam, A. B. Mapangandro, Amalia Ika W, and M U Pawara, “Fatigue Life Analysis of Ramp Door Ferry Ro-Ro Gt 1500 Using Finite Element Method,” *Maj. Ilm. Pengkaj. Ind.*, vol. 15, no. 1, pp. 42–49, 2021.
- [14] American Bureau of Shipping, “Guidance Notes on Noise and Vibration Control for Inhabited Spaces,” *Am. Bur. Shipp.*, no. September, 2017.
- [15] R. B. Mitson, *underwater noise of research vessels*. Denmark: International Council for the Exploration of the Sea Palzgade 2 - 4, DK-126 1 Copenhagen K Denmark.
- [16] L. P. Adnyani, M. A. M. Arsyad, and S. D. Nurcholik, “Analysis of Fatigue Life of Tugboat Towing Hook Construction Using Finite Element Method,” *Kapal J. Ilmu Pengetah. dan Teknol. Kelaut.*, vol. 17, no. 2, pp. 86–94, 2020.
- [17] DNV GL, *Finite element analysis*. Norwegia: DNV GL AS, 2015.