

Respon Getaran Sistem Propulsi Kapal *General Cargo* 5200 DWT

Febry Yulistiawan ^{1*}, Adi Wirawan Husodo, S.T., M.T. ², Benedicta Dian Alfanda, S.T., M.T. ³

Program Studi D-IV Teknik Permesinan Kapal, Jurusan Teknik Permesinan Kapal, Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya, Indonesia^{1*}

Program Studi D-IV Teknik Perpipaian, Jurusan Teknik Permesinan Kapal, Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya, Indonesia²

Program Studi D-III Teknik Permesinan Kapal, Jurusan Teknik Permesinan Kapal, Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya, Indonesia³

Email: febryyulistiawan@student.ppns.ac.id^{1*}; adi_wirawan@ppns.ac.id^{2*}; benedictadian@ppns.ac.id^{3*}

Abstract - This research has identified the value of natural and excitation frequencies to resonance. This analysis uses the eigenvalue matrix method with mass and stiffness variables to find the natural frequency value that occurs in the propulsion system. The finite element method is also used to compare the natural frequency values obtained mathematically. The excitation frequency of the system is generated due to the rotation of the main engine. From the modelling results, three natural frequency values were obtained, namely 14.2 rad/s, 36.1 rad/s, and 1291.7 rad/s. The resulting excitation frequency consists of five variations of engine rotation, namely 240 rpm, 310 rpm, 347 rpm, 360 rpm, and 459 rpm. The comparison of the excitation frequency with the natural frequency shows that the propulsion system does not experience resonance. The resulting response values are displacement and velocity, where the most significant response occurs at 347 rpm with a deviation of ± 0.1345 mm to ± 0.3371 mm and a velocity value of ± 4.8847 mm/s to ± 12.2424 mm/s. Meanwhile, the slightest response occurs at 459 rpm with a deviation range of ± 0.0034 mm to ± 0.0050 mm and a velocity value of ± 0.1634 mm/s to ± 0.2382 mm/s. From all the analysis results, the vibration responses are still below the permissible threshold line, and the vibration of the propulsion system is in the acceptable area.

Keyword: Propulsion, Resonance, Mathematical Modeling, Vibration Response, Vibration Limits

Nomenclature

M	= Massa (kg)
K	= Stiffness(N/m)
x	= Perpindahan (m)
\dot{x}	= Kecepatan (m/s)
\ddot{x}	= Percepatan (m/s ²)
ω_n	= Frekuensi Natural (rad/s)
ω	= Frekuensi Eksitasi (rad/s)
W	= Berat (N)

1. PENDAHULUAN

Sistem propulsi yang bekerja dalam jangka waktu tertentu akan mengalami perubahan tingkat getaran sesuai dengan pengoperasiannya. Getaran ini disebabkan oleh gaya eksitasi harmonik akibat perputaran poros baling-baling (*propeller*) dan putaran *main engine*. Ada beberapa getaran yang terjadi pada sistem propulsi kapal seperti getaran lateral, torsional dan longitudinal. Getaran yang terjadi secara berlebihan akan menghasilkan kebisingan hingga terjadinya penurunan performa mesin.

Selain itu hal yang perlu diperhatikan dari getaran adalah resonansi pada sistem yang dimana berakibat fatal menyebabkan terjadinya kerusakan pada struktur. Resonansi diakibatkan oleh nilai frekuensi eksitasi mendekati atau sama dengan frekuensi natural sistem.

Pada penelitian ini menganalisa respon getaran dari sistem propulsi kapal general cargo 5200 DWT dengan pemodelan matematis. Dimana respon getaran tersebut dianalisis

menggunakan nilai frekuensi alami dan respon kecepatan yang diberikan akibat eksitasi yang ditimbulkan oleh putaran mesin induk saat kapal beroperasi pada kecepatan dinas.

Langkah pertama yang dilakukan yakni melakukan perhitungan nilai kekakuan pada sistem propulsi. Dimana nilai tersebut digunakan untuk menganalisis respon getaran dari sistem propulsi guna mengetahui tingkat getaran yang terjadi pada sistem. Nilai respon getaran tersebut disesuaikan dengan standar class ABS (*American Bureau of Shipping*) untuk memastikan bahwa tingkat getaran yang terjadi masih berada dalam batas aman dan memenuhi standar yang ada.

[1] Penelitian tentang analisis respon getaran *flexible coupling* mesin induk. Penelitian tersebut menggunakan metode pemodelan matematis dengan bantuan software rekayasa komputasi numerik. Data nilai ketidaksejajaran, momen inersia, koefisien kekakuan, dan inersia massa diolah agar didapatkan nilai frekuensi yang digunakan untuk mengetahui terjadinya resonansi serta respon.

Penelitian tentang analisa getaran terhadap kamar mesin kapal tanker 6500 LTDW dengan sumber eksitasi dari propeller dan main engine. Pada penelitian tersebut melakukan pemodelan dalam bentuk metode elemen hingga menggunakan Software Fusion 360 dengan Modal Frequencies untuk mengetahui nilai frekuensi tiap nodes yang timbul pada kamar mesin [2].

2. METODOLOGI

2.1 Kekakuan (*Stiffness*)

[3] Kekakuan merupakan kemampuan suatu materi dalam menerima tegangan atau beban tanpa mengakibatkan terjadinya perubahan bentuk atau defleksi. Dalam beberapa hal kekakuan ini lebih penting dari pada kekuatan. Untuk menentukan besarnya kekakuan dapat menggunakan Persamaan 1.

$$k = \frac{AE}{l} \quad (1)$$

[4] Menurut hukum Hooke, persamaan dapat dikembangkan untuk mendapatkan besar konstanta pegas pengganti rangkaian seri (k_s). Besar konstanta pegas pengganti rangkaian seri seperti pada Persamaan 2.

$$k_s = \frac{1}{\left(\frac{1}{k_1} + \frac{1}{k_2} + \frac{1}{k_3} + \dots + \frac{1}{k_n}\right)} \quad (2)$$

Sedangkan pegas yang dirangkai paralel dapat menghasilkan pegas dengan konstanta yang lebih besar. Besar konstanta pegas pengganti rangkaian paralel seperti Persamaan 3.

$$k_p = k_1 + k_2 + k_3 + \dots + k_4 \quad (3)$$

2.2 Getaran Paksa

Getaran adalah gerakan osilasi yang terjadi secara berulang-ulang dari suatu objek atau sistem terhadap posisi kesetimbangan. Kesetimbangan di sini maksudnya adalah keadaan dimana suatu benda berada pada posisi diam jika tidak ada gaya yang bekerja pada benda tersebut.

Sedangkan getaran paksa adalah getaran yang terjadi pada suatu sistem karena adanya rangsangan gaya luar (eksitasi). Gaya luar beresilasi dengan sistem, sehingga menyebabkan sistem dipaksa untuk bergetar pada frekuensi rangsangan. Jika suatu sistem dipengaruhi oleh gerakan harmonik yang dipaksakan, maka respon getarannya akan berlangsung pada frekuensi yang sama dengan frekuensi eksitasinya [5].

2.3 Mode Shape

Setiap sistem getaran memiliki bentuk mode yang terkait dengan karakteristiknya sendiri. Getaran total sistem dapat dibentuk dengan menjumlahkan jumlah getaran yang berbeda di setiap mode. Jumlah getaran di setiap mode tergantung pada jenis eksitasi.

[6] Frekuensi natural dan mode shapes pada sistem propulsi dapat dihitung dengan metode perhitungan matrik *eigenvalue*, dimana metode ini diperoleh berdasarkan analisis dari persamaan gerak. Untuk menghitung bentuk shape, dapat dicari berdasarkan nilai *eigen vector* dari matrik yaitu dengan Persamaan 4.

$$[D(\omega_n)]\{A\} = 0 \quad (4)$$

2.4 Frekuensi

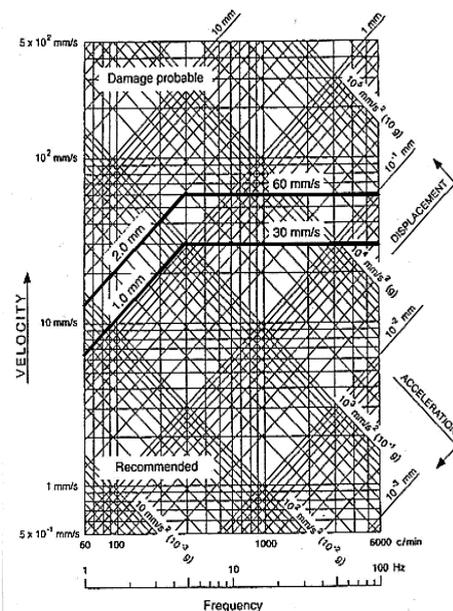
[7] Frekuensi natural merupakan frekuensi getaran yang muncul secara alami pada suatu sistem ketika sistem tersebut bergetar tanpa adanya *damping* (peredam) maupun gaya dorongan dari luar (eksitasi). Untuk mengetahui nilai frekuensi natural dapat menggunakan Persamaan 5.

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (5)$$

Selain frekuensi natural, getaran juga memiliki frekuensi eksitasi. Frekuensi eksitasi adalah frekuensi yang dihasilkan oleh gaya dari luar sistem yang memiliki kemampuan untuk memengaruhi getaran sistem tersebut. Untuk mencari frekuensi eksitasi akibat perputaran mesin dapat menggunakan Persamaan 6.

$$\omega = \frac{2\pi \times \text{rpm}}{60} \quad (6)$$

2.5 Batasan Getaran



Gambar 1. Batasan Getaran Menurut ABS

Untuk memastikan bahwa tingkat getaran yang terjadi masih berada dalam batas aman perlu dilakukan pengecekan nilai respon getaran sesuai standar yang berlaku. ABS (*American Bureau of Shipping*) merekomendasikan besar simpangan (*displacement*) untuk respon komponen harus dibawah 1 mm dan kemungkinan terjadi kerusakan diatas 2 mm. Sedangkan untuk besar respon berdasar kecepatan getaran (*velocity*), ABS merekomendasikan dibawah 30 mm/s dan kemungkinan kerusakan terjadi diatas 60 mm/s [8]. Gambar 1 merupakan grafik batasan getaran menurut ABS.

3. HASIL DAN PEMBAHASAN

3.1 Spesifikasi

Tabel 1. Spesifikasi *Main Engine*

Keterangan	Spesifikasi
Merk	ANTAI WUXI
Type	G8300ZC16B
Rate Power	1765 kW
Rate Speed	525 RPM
Cylinder Bore	300 mm
Piston Stroke	380 mm
Massa	20500 kg

Tabel 2. Spesifikasi *Propeller Shaft*

Keterangan	Spesifikasi
Diameter	260 mm
Panjang	4350 mm

Tabel 3. Spesifikasi *Flange Shaft*

Keterangan	Spesifikasi
Diameter	420 mm
Panjang	650 mm

Tabel 4. Spesifikasi *Line Shaft*

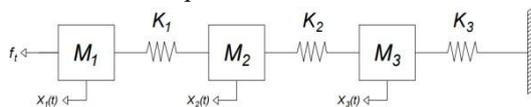
Keterangan	Spesifikasi
Diameter	220 mm
Panjang	600 mm

Tabel 5. Spesifikasi *Propeller*

Keterangan	Spesifikasi
Diameter	3260 mm
Blade	4
P/D	0,711
Massa	3468 kg

3.2 Pemodelan Matematis

Gambar 2 menunjukkan skema pemodelan matematis pada sistem dengan koordinat tiga derajat kebebasan yang terdiri dari 3 pegas, 3 massa dan 1 tumpuan.



Gambar 2. Pemodelan Matematis Sistem

M_1 : massa *propeller*, meningkat 60% untuk massa tambahan hidrodinamik dan ditambah $\frac{1}{2}$ massa *propeller shaft* (kg)

M_2 : $\frac{1}{2}$ massa *propeller shaft* ditambah massa *flange shaft* (kg)

M_3 : massa *line shaft* ditambah massa mesin, ditambah massa *thrust bearing* dan ditambah 25% massa mesin untuk struktural (kg)

K_1 : kekakuan *propeller shaft* ditambah kekakuan *flange shaft* ditambah kekakuan *line shaft* (N/m)

K_2 : kekakuan *line shaft* ditambah kekakuan *thrust bearing* (N/m)

K_3 : kekakuan elemen *thrust bearing* dan pondasi mesin (N/m)

Adapun bentuk persamaan differensial yang digunakan ialah sebagai berikut:

$$\begin{bmatrix} M_1 & 0 & 0 \\ 0 & M_2 & 0 \\ 0 & 0 & M_3 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} -K_1 & 0 & 0 \\ K_1 & -K_2 & 0 \\ 0 & K_2 & -K_3 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_1(t) \\ F_2(t) \\ F_3(t) \end{bmatrix}$$

3.3 Perhitungan Nilai *Stiffness*

Adapun nilai *stiffness* pada tiap titik koordinat ialah sebagai berikut:

K_1 = kekakuan *propeller shaft* ditambah kekakuan *flange shaft* ditambah kekakuan *line shaft* (N/m)

$$= \frac{1}{\frac{1}{2,23513 \times 10^9} + \frac{1}{4,49708 \times 10^9} + \frac{1}{1,5276 \times 10^{10}}} = 1,8688 \times 10^9 \text{ N/m}$$

K_2 = kekakuan *line shaft* ditambah kekakuan *thrust bearing* (N/m)

$$= \frac{1}{\frac{1}{1,5276 \times 10^{10}} + \frac{1}{7,35 \times 10^6}} = 7,3465 \times 10^6 \text{ N/m}$$

K_3 = kekakuan elemen *thrust bearing* dan pondasi mesin (N/m)

$$= \frac{1}{\frac{1}{7,35 \times 10^6} + \frac{1}{4,3510 \times 10^8}} = 7,228 \times 10^6 \text{ N/m}$$

3.4 Nilai Frekuensi Natural

Pada Tabel 6 merupakan nilai frekuensi natural yang didapat dengan menggunakan perintah fungsi *eigen* pada *software Matlab*.

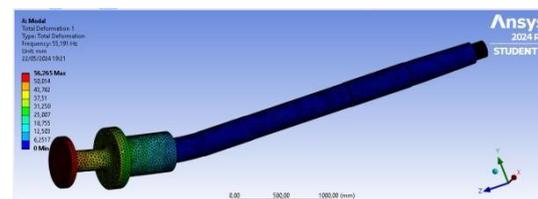
Tabel 6. Nilai Frekuensi Natural dengan *Matlab*

Mode Shape	Eigenvalue	Frekuensi Natural (ω_n)	
1	201,0314	14,2 rad/s	2,26 Hz
2	$1,2998 \times 10^3$	36,1 rad/s	5,74 Hz
3	$1,6684 \times 10^6$	1291,7 rad/s	205,58 Hz

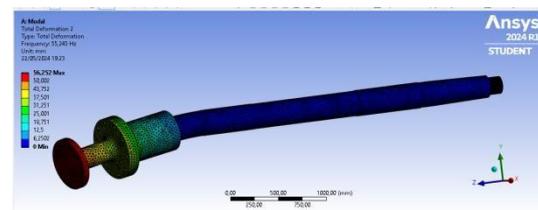
Pada Tabel 7 merupakan frekuensi natural menggunakan *Ansys Modal Analysis*, didapatkan tiga mode shapes dan tiga nilai frekuensi natural.

Tabel 7. Nilai Frekuensi Natural dengan *Ansys*

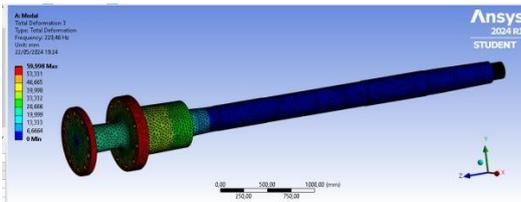
Mode Shape	Frekuensi Natural (ω_n)
1	55,191 Hz
2	55,243 Hz
3	229,46 Hz



Gambar 3. Mode Shape 1



Gambar 4. Mode Shape 2



Gambar 5. Mode Shape 3

Pada Gambar 3 hingga Gambar 5 merupakan mode shapes hasil pemodelan pada *Ansys Modal*. Dikarenakan pemodelan yang dilakukan oleh program *Ansys* berbeda dengan pemodelan matematis pada perhitungan. Untuk itu perlu dilakukan validasi menggunakan nilai frekuensi natural ke tiga. Adapun pendekatan yang dipakai ialah metode MAPE (*Mean Absolute Percentage Error*).

$$MAPE = \frac{\omega_n Ansys - \omega_n Pemodelan Matematis}{\omega_n Ansys} \times 100\%$$

$$= \frac{229,46 - 205,58}{229,46} \times 100\%$$

$$= 10,4\%$$

3.4 Analisis Resonansi

Resonansi terjadi apabila nilai perbandingan frekuensi eksitasi dengan frekuensi natural sama dengan satu. Pada analisa ini, nilai frekuensi eksitasi yang digunakan merupakan eksitasi akibat putaran mesin induk. Pada Tabel 8 merupakan nilai frekuensi eksitasi pada tiap variasi rpm.

Tabel 8. Nilai Frekuensi Eksitasi Putaran Mesin

Variasi RPM	Frekuensi Eksitasi (ω)
240	25,12 rad/s
310	32,45 rad/s
347	36,32 rad/s
360	37,68 rad/s
459	48,04 rad/s

Berdasarkan hasil perbandingan antara nilai frekuensi eksitasi dengan frekuensi natural dapat disimpulkan bahwa sistem tidak mengalami resonansi.

3.5 Respon Getaran pada Kondisi 240 Rpm

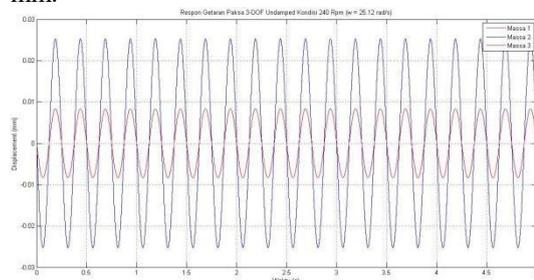
Pada Tabel 8 merupakan nilai respon getaran yang terjadi pada saat kondisi putaran mesin 240 rpm. Terdapat dua nilai respon yakni nilai simpangan (*displacement*) dan nilai kecepatan (*velocity*) pada ketiga komponen massa dengan tiap waktu yang dihasilkan.

Tabel 9. Nilai Respon Getaran pada Kondisi 240 Rpm

Kondisi 240 RPM ($\omega = 25,12 \text{ rad/s}$)			
Komponen Massa	Waktu (t)	Displacement (mm) (x)	Velocity (mm/s) (ẋ)
Massa 1	0	0	-0,63530
	1	0,00032	-0,63525
	2	0,00064	-0,63509
	3	0,00097	-0,63484
	4	0,00129	-0,63448
	5	0,00161	-0,63401

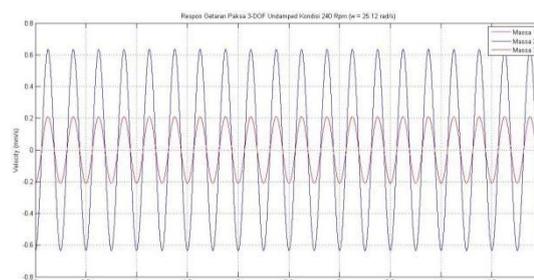
Massa 2	0	0	-0,63393
	1	0,00032	-0,63387
	2	0,00064	-0,63372
	3	0,00096	-0,63346
	4	0,00129	-0,63310
	5	0,00161	-0,63264
Massa 3	0	0	-0,20996
	1	0,00011	-0,20995
	2	0,00021	-0,20990
	3	0,00032	-0,20981
	4	0,00043	-0,20969
	5	0,00053	-0,20954

Gambar 6 menunjukkan grafik simpangan (*displacement*) dengan rentang nilai pada komponen massa 1 sebesar -0,025291 mm sampai dengan 0,025291 mm. Rentang nilai simpangan pada komponen massa 2 sebesar -0,025236 mm sampai dengan 0,025236 mm. Dan rentang nilai simpangan pada komponen massa 3 sebesar -0,008358 mm sampai dengan 0,008358 mm.



Gambar 6. Respon Simpangan pada Kondisi 240 Rpm

Untuk nilai respon kecepatan ditunjukkan pada Gambar 7 dimana didapatkan rentang nilai sebesar -0,635301 mm/s sampai dengan 0,635300 mm/s pada komponen massa 1. Rentang nilai -0,633925 mm/s sampai dengan 0,633925 mm/s pada komponen massa 2. Dan rentang nilai -0,209964 mm/s sampai dengan 0,209963 mm/s pada komponen massa 3.



Gambar 7. Respon Kecepatan pada Kondisi 240 Rpm

Berdasarkan ketentuan ABS terkait batasan getaran dapat disimpulkan bahwa getaran yang terjadi pada kondisi 240 rpm masuk kedalam kategori aman dikarenakan masih didalam nilai rekomendasi class ABS yaitu dibawah 1 mm untuk respon simpangan (*displacement*).

3.6 Respon Getaran pada Kondisi 347 Rpm

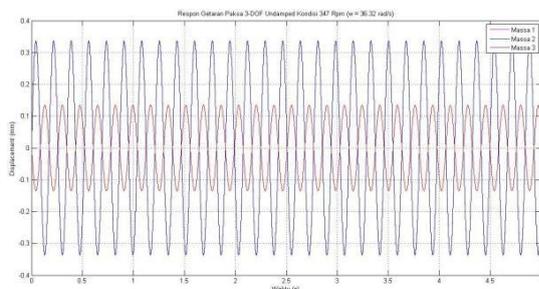
Pada Tabel 10 merupakan nilai respon getaran yang terjadi pada saat kondisi putaran

mesin 347 rpm. Terdapat dua nilai respon yakni nilai simpangan (*displacement*) dan nilai kecepatan (*velocity*) pada ketiga komponen massa dengan tiap waktu yang dihasilkan.

Tabel 10. Nilai Respon Getaran pada Kondisi 347 Rpm

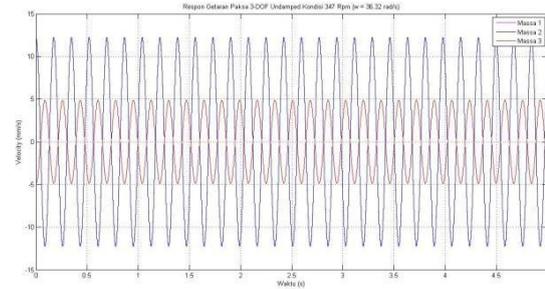
Kondisi 347 RPM ($\omega = 36,32 \text{ rad/s}$)			
Komponen Massa	Waktu (t)	Displacement (mm) (x)	Velocity (mm/s) (\dot{x})
Massa 1	0	0	12,24238
	1	-0,33090	2,33233
	2	-0,12608	-11,35370
	3	0,28286	-6,65838
	4	0,23386	8,81669
Massa 2	0	0	12,18698
	1	-0,32940	2,32178
	2	-0,12551	-11,30233
	3	0,28158	-6,62825
	4	0,23280	8,77679
Massa 3	0	0	-4,88509
	1	0,13204	-0,93067
	2	0,05031	4,53048
	3	-0,11287	2,65690
	4	-0,09332	-3,51813
5	0,07731	-3,99740	

Gambar 8 menunjukkan grafik simpangan (*displacement*) dengan rentang nilai pada komponen massa 1 sebesar -0,337056 mm sampai dengan 0,337067 mm. Rentang nilai simpangan pada komponen massa 2 sebesar -0,335530 mm sampai dengan 0,335542 mm. Dan rentang nilai simpangan pada komponen massa 3 sebesar -0,134500 mm sampai dengan 0,134496 mm.



Gambar 7. Respon Simpangan pada Kondisi 347 Rpm

Untuk nilai respon kecepatan ditunjukkan pada Gambar 9 dimana didapatkan rentang nilai sebesar -12,241317 mm/s sampai dengan 12,242381 mm/s pada komponen massa 1. Rentang nilai -12,185923 mm/s sampai dengan 12,186982 mm/s pada komponen massa 2. Dan rentang nilai -4,885085 mm/s sampai dengan 4,884661 mm/s pada komponen massa 3.



Gambar 8. Respon Kecepatan pada Kondisi 347 Rpm

Berdasarkan ketentuan ABS terkait batasan getaran dapat disimpulkan bahwa getaran yang terjadi pada kondisi 347 rpm masuk kedalam kategori aman dikarenakan masih didalam nilai rekomendasi class ABS yaitu dibawah 30 mm/s untuk respon kecepatan (*velocity*).

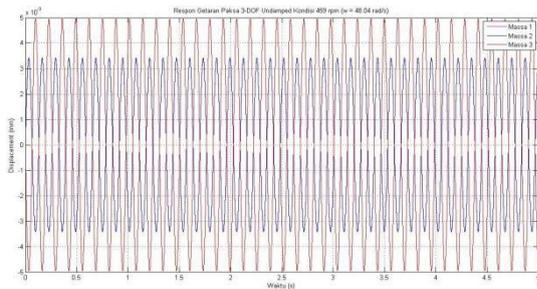
3.7 Respon Getaran pada Kondisi 459 Rpm

Pada Tabel 11 merupakan nilai respon getaran yang terjadi pada saat kondisi putaran mesin 459 rpm. Terdapat dua nilai respon yakni nilai simpangan (*displacement*) dan nilai kecepatan (*velocity*) pada ketiga komponen massa dengan tiap waktu yang dihasilkan.

Tabel 11. Nilai Respon Getaran pada Kondisi 459 Rpm

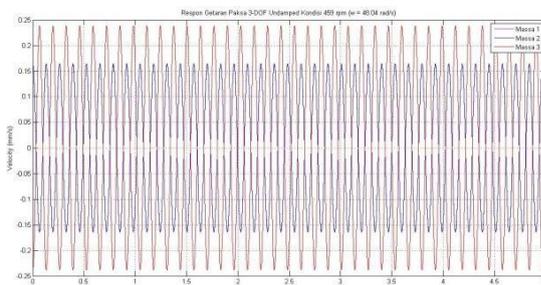
Kondisi 459 RPM ($\omega = 48,04 \text{ rad/s}$)			
Komponen Massa	Waktu (t)	Displacement (mm) (x)	Velocity (mm/s) (\dot{x})
Massa 1	0	0	0,16469
	1	-0,00272	-0,10028
	2	0,00331	-0,04257
	3	-0,00131	0,15212
	4	-0,00171	-0,14269
Massa 2	0	0	0,16339
	1	-0,00270	-0,09949
	2	0,00329	-0,04223
	3	-0,00130	0,15092
	4	-0,00170	-0,14156
Massa 3	0	0	0,02148
	1	0,00393	-0,23817
	2	-0,00479	0,14502
	3	0,00190	0,06156
	4	0,00248	-0,21999
5	-0,00491	0,20635	
5	-0,00491	-0,03131	

Gambar 9 menunjukkan grafik simpangan (*displacement*) dengan rentang nilai pada komponen massa 1 sebesar -0,003428 mm sampai dengan 0,003428 mm. Rentang nilai simpangan pada komponen massa 2 sebesar -0,003401 mm sampai dengan 0,003401 mm. Dan rentang nilai simpangan pada komponen massa 3 sebesar -0,004958 mm sampai dengan 0,004958 mm.



Gambar 9. Respon Simpangan pada Kondisi 459 Rpm

Untuk nilai respon kecepatan ditunjukkan pada Gambar 10 dimana didapatkan rentang nilai sebesar -0,164692 mm/s sampai dengan 0,164692 mm/s pada komponen massa 1. Rentang nilai -0,163388 mm/s sampai dengan 0,163388 mm/s pada komponen massa 2. Dan rentang nilai -0,238171 mm/s sampai dengan 0,238171 mm/s pada komponen massa 3.



Gambar 10. Respon Kecepatan pada Kondisi 459 Rpm

Berdasarkan ketentuan ABS terkait batasan getaran dapat disimpulkan bahwa getaran yang terjadi pada kondisi 459 rpm masuk kedalam kategori aman dikarenakan masih didalam nilai rekomendasi class ABS yaitu dibawah 30 mm/s untuk respon kecepatan (*velocity*).

4. KESIMPULAN

Berdasarkan hasil perhitungan dan analisa yang dilakukan, maka dapat disimpulkan bahwa pemodelan getaran longitudinal pada propulsi didapatkan model getaran paksa 3 derajat yang terdiri dari tiga massa dan tiga pegas.

Didapatkan tiga nilai frekuensi natural pada sistem, dimana pada frekuensi natural pertama didapatkan nilai sebesar 2,26 Hz, frekuensi natural kedua sebesar 5,74 Hz dan 205,58 Hz pada frekuensi natural ketiga. Berdasarkan hasil perbandingan antara frekuensi eksitasi dengan frekuensi natural dapat disimpulkan bahwa sistem tidak mengalami resonansi. Resonansi dapat terjadi apabila nilai perbandingannya sama dengan satu.

Nilai respon yang dihasilkan berupa *displacement* dan *velocity* dimana simpangan terbesar terjadi pada putaran 347 rpm dengan simpangan $\pm 0,33707$ mm dan kecepatan $\pm 12,24238$ mm/s. Sebaliknya simpangan dan kecepatan getaran terkecil terjadi pada putaran

459 rpm dengan rentang simpangan $\pm 0,00340$ mm dan rentang kecepatan $\pm 0,16339$ mm/s. Dari semua hasil penyesuaian nilai respon getaran terhadap grafik batas getaran class ABS, getaran yang terjadi masih berada dibawah garis ambang batas yang diizinkan.

5. UCAPAN TERIMA KASIH

Penulis menyadari penyelesaian jurnal ini tidak terlepas dari bimbingan dan motivasi dari berbagai pihak, penulis mengucapkan rasa terimakasih yang sebesar-besarnya kepada semua pihak yang telah terlibat dalam penelitian ini.

6. DAFTAR PUSTAKA

- [1] Wiratama, G. (2020). ANALISIS RESPON GETARAN PADA FLEXIBLE COUPLING MESIN INDUK KAPAL BANTU RUMAH SAKIT. Surabaya.
- [2] Setiawa, F. P., Budianto, & Nugroho, P. N. (2020). Analisa Getaran Terhadap Kamar Mesin Kapal Tanker 6500 LTDW. Jurnsl Teknologi Maritim, 2.
- [3] Suarsana. (2014). DIKTAT PENGETAHUAN MATERIALTEKNIK.DENPASAR: UNIVERSITAS UDAYANA.
- [4] Rusianto, T., & Susastriawan, A. P. (2021). GETARAN MEKANIS. Yogyakarta: AKPRIND PRESS.
- [5] Laksono, G. D. (2016). Analisa Getaran Ruang Kamar Mesin Pada Kapal Penyebrangan Ketapang - Gilimanuk, KMP. Dharma Rucitra. Surabaya: Repository ITS.
- [6] Putranto, T., Imron, A., & Yulianto, T. (2018). KAJIAN PENENTUAN GETARAN SISTEM PROPULSI. JURNAL KELAUTAN NASIONAL, 1-8.
- [7] Firmansyah, B. H., Husodo, A. W., & Gafur, A. (2020). MISALIGNMENT SHAFT PROPELLER KAPAL WHITE PRODUCT TANKER. Proceeding 3rd Conference of Piping Engineering and its Application, (pp. 1-4). Surabaya.
- [8] ABS, S. V. (2021). Guidance Notes on Ship Vibration. Retrieved from www.eagle.org