

Analisis Getaran Pondasi Pada Mesin Induk Akibat Penambahan Plat Kapal KMP Dharma Kartika VIII

Abrian Wira Syaputra^{1*}, Adi Wirawan Husodo¹, Heroe Poernomo¹

Program Studi D4 Teknik Permesinan Kapal, Jurusan Teknik Permesinan Kapal, Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya, Indonesia¹

Email: abriansyaputra@student.ppns.ac.id^{1*}; adi_wirawan@ppns.ac.id; poernomo_heroe@ppns.ac.id

Abstract – Vibration is a response from a mechanical system that occurs due to the excitation force given. Vibration on the Main Engine foundation is very influential on the construction. As in ro-ro ships that experience changes to the main engine, which in the end also requires the addition of plates on the main engine foundation to fulfill the alignment value between the main engine and the gearbox. This Final Project discusses the vibrations that occur in the ship's main engine foundation using mathematical modeling methods. Mathematical modeling is used to determine the system that works in a mathematical statement. Preliminary analysis conducted to determine the value of mathematical modeling. The deflection and stiffness values also affect the vibration response that occurs in the main engine foundation. This mathematical modeling produces a vibration response in the form of a vibration response equation and the resulting equation can produce a graph by entering the equation into the Matlab software. The vibration response graph uses two variations, namely at 85% RPM and 100% RPM. From the calculation results obtained amplitude values of 0.179 mm at 85% RPM and 0.199 mm at 100% RPM before adding the plate. And has an amplitude value of 0.172 mm at 85% RPM and 0.191 mm at 100% RPM after adding the plate. According to the ABS the recommended displacement is below 1.0 mm and the probability of damage is above 2.0 mm. This shows that the vibrations that occur in this structure are permitted.

Keyword : Vibration response, stiffness, main engine foundation, mathematical modeling, ABS (2021)

Nomenclature

M	Massa (kg)
C	Peredam
k	Stiffness (N/m)
X	Perpindahan (m)
\dot{x}	Kecepatan (m/s)
\ddot{x}	Percepatan (m/s ²)
ω	Frekuensi eksitasi (Hz)
ω_n	Frekuensi natural (Hz)
F	Frekuensi
ω_d	Frekuensi natural teredam (Hz)
Z	Redaman kritis
A	Amplitude (m)
T	Periode (s)
φ	Beda fasa (°)
t	waktu (s)

1. PENDAHULUAN

Pada penelitian ini akan menganalisa tentang getaran yang dihasilkan pondasi mesin induk. Sumber pengambilan data laporan ini mengacu pada kapal ro-ro yang mengalami reparasi di suatu galangan kapal di Bangkalan, Madura.

Kapal tersebut mengalami perubahan pada anjungan dan pada sistem *propulsi*. Pada mesin induk diganti dengan mesin induk keluaran YANMAR 6N21A-SW yang memiliki 1200 hp dan 850 Rpm. Mesin induk yang baru memiliki power yang lebih rendah, namun Rpm lebih tinggi dari mesin induk sebelumnya yaitu MAKITA GNLH 630 M yang memiliki power sebesar 1300 hp dan 357 Rpm. Mesin induk baru yang digunakan pada kapal ini juga memiliki dimensi yang lebih kecil dari mesin induk sebelumnya. Maka dari itu pada

pondasi mesin induk mengalami penambahan plat besi dengan ketebalan 25 mm untuk memenuhi nilai *alignment* dengan *gearbox* maupun *shaft propeller*.

Terdapat beberapa *class* yang dapat digunakan, salah satunya adalah ABS (*American Bureau of Shipping*) yang memberikan ketentuan bahwa setiap respons puncak komponen (dalam arah vertikal, melintang, atau memanjang) yang memiliki frekuensi dari 1 Hz hingga 5 Hz batas getaran ditentukan dalam hal amplitudo kecepatan. Kecepatan direkomendasikan dibawah 30 mm/detik dan kemungkinan kerusakan diatas 60 mm/detik [1].

Pada penelitian ini juga akan dilakukan identifikasi model getaran dari mesin induk terhadap pondasi kapal dengan pemodelan getaran matematis pada pondasi mesin induk lalu dilakukan perhitungan *stiffness* pada pondasi mesin induk dan dilanjutkan dengan analisis respon getaran dari mesin induk untuk mengetahui tingkat getaran yang terjadi pada pondasi mesin induk baik sebelum maupun sesudah ditambahkan plat dengan memakai spesifikasi mesin induk yang sama.

[2] Penelitian tentang analisa getaran pondasi pada mesin induk *OFFSHORE SUPPORT VESSEL 907 GT*. Pada penelitian tersebut menggunakan dua variasi dari putaran Rpm pada mesin induk untuk menentukan perhitungan getaran. Metode yang digunakan pada penelitian ini dengan pemodelan matematis yang dibantu dengan *software Scilab*, lalu hasilnya disesuaikan dengan standar *class ABS*.

[7] Penelitian tentang respon getaran pondasi *Main Engine* terhadap *Main Engine*. Pada penelitian tersebut menggunakan dua variasi peredaman dengan EPY Resin dan baja ST3. Metode yang digunakan pada penelitian ini dengan permodelan matematis yang dibantu dengan *software Scilab*, lalu hasilnya disesuaikan dengan standar *class ABS*.

2. METODOLOGI.

2.1 Defleksi

[6] Defleksi adalah perubahan bentuk pada balok dalam arah y akibat adanya pembebanan vertical yang diberikan pada balok atau batang. Deformasi pada balok secara mudah dapat dijelaskan berdasarkan defleksi balok dari posisinya sebelum mengalami pembebanan. Untuk balok yang ditumpu oleh tumpuan sederhana dengan beban terpusat yang tidak terdapat pada tengah batang maka menggunakan persamaan 1.

$$\Delta_{max} = \frac{Pab(a+2b)\sqrt{3a(a+2b)}}{27EI} \quad (1)$$

2.2 Stiffness

Pada tahap ini dilakukan perhitungan *stiffness* menggunakan rangkaian parallel.[4] Gaya akan terbagi ke masing-masing pegas dan setiap pegas bertambah Panjang dengan besar yang sama. Besar konstanta pegas pengganti rangkaian parallel seperti persamaan 2.

$$k_p = k_1 + k_2 + k_3 + \dots + k_n \quad (2)$$

2.3 Getaran

Getaran adalah gerak secara periodik atau sekali ulang setelah interval waktu tertentu yang disebut periode (T). Getaran juga dapat didefinisikan sebagai gerakan bolak balik atau osilasi dimana jumlahnya adalah parameter yang didefinisikan sebagai gerakan sistem mekanik [3].

2.4 Amplitudo

Amplitudo yaitu besar perpindahan maksimum dari titik kesetimbangan atau simpangan terbesar suatu getaran. Nilai amplitudo dapat diperhitungkan menggunakan Persamaan 3.

$$A = \frac{F_0}{m[\omega_n^2 - \omega^2]^2 + (2\zeta\omega\omega_n)^2} \quad (3)$$

2.5 Frekuensi

[5] Frekuensi natural (ω_n) adalah frekuensi sistem yang mempunyai getaran bebas tanpa gesekan. Untuk mencari nilai frekuensi natural dapat menggunakan Persamaan 4.

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (4)$$

Frekuensi natural teredam (ω_d) adalah frekuensi sistem yang mempunyai getaran bebas dengan gesekan. Untuk mencari nilai frekuensi

natural teredam dapat menggunakan Persamaan 5.

$$\omega_d = \omega_n \sqrt{1 - \zeta^2} \quad (5)$$

Rasio redaman merupakan perbandingan antara konstanta redaman terhadap konstanta redaman kritis. Untuk mencari nilai rasio redaman dapat menggunakan Persamaan 6.

$$\zeta = \frac{c}{c_c} \quad (6)$$

Frekuensi eksitasi adalah frekuensi yang berasal dari gaya luar. Untuk mencari nilai frekuensi eksitasi main engine dapat menggunakan Persamaan 7.

$$\omega = 2\pi \frac{\text{jumlah silinder} \times \text{RPM}}{60} \quad (7)$$

2.6 Getaran Bebas Teredam

Pada perhitungan getaran bebas digunakan rumus *under damping*. Hal tersebut dikarenakan nilai rasio pada perhitungan frekuensi dibawah 1,0. Untuk perhitungan dapat menggunakan persamaan 8.

$$x(t) = Ae^{-\zeta\omega_n t} \sin(\omega_d + \varphi_d) \quad (8)$$

2.7 Eksitasi Harmonik Sistem Satu Derajat Kebebasan

[5] Menjelaskan bahwa suatu sistem dinamis sering kali mendapatkan rangsangan gaya luar atau eksitasi, atau dapat disebut sebagai fungsi eksitasi. Eksitasi umumnya *time dependent* misalnya harmonik, periodik, ataupun random. Solusi dari persamaan getaran tanpa melibatkan eksitasi disebut persamaan *transien* dan solusi persamaan getaran yang mempertimbangkan eksitasi disebut dengan persamaan *steady state*.

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = F(t) \quad (9)$$

Untuk mendapatkan gaya eksitasi digunakan persamaan 10.

$$F(t) = F_0 \sin(\omega t + \phi) \quad (10)$$

Solusi dalam keadaan stedi dapat menggunakan Persamaan 11.

$$x_p(t) = A \sin \omega t \quad (11)$$

Untuk mendapatkan nilai amplitudo (X) dapat menggunakan persamaan 12.

$$A = \frac{F_0}{k - m\omega^2} \quad (12)$$

3. HASIL DAN PEMBAHASAN

3.1 Spesifikasi *Main Engine*

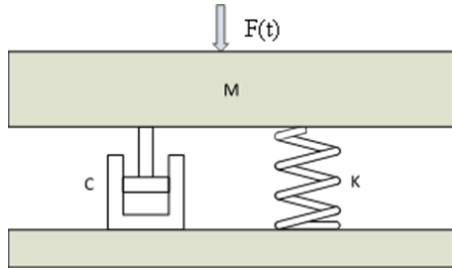
Pada penelitian ini mesin induk yang digunakan pada kapal ro-ro milik perusahaan pelayaran di Surabaya tersebut menggunakan mesin induk dari *YANMAR* dengan tipe *6N21A-SW* seperti pada Tabel 1.

Tabel 1. Spesifikasi *Main Engine*

Keterangan	Spesifikasi
Merk	Yanmar
Tipe	6N21A-SW
Langkah Kerja	4 Stroke
Jumlah Silinder	6 Silinder

Bore	210
Stroke	290
Rated Power	883 kW
Rated Speed	850 Rpm
Massa	8000 kg

3.2 Pemodelan Matematis

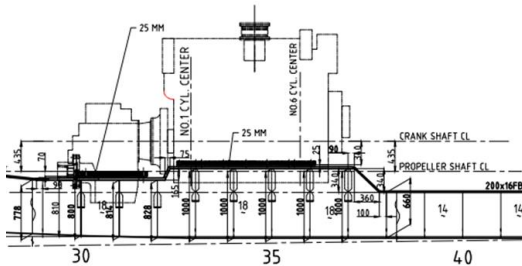


Gambar 1. Pemodelan Matematis

Seperti pada Gambar 1 pemodelan matematis dapat digunakan persamaan:
 $m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = F(t)$

3.3 Perhitungan Nilai Stiffness

Perhitungan nilai *Stiffness* dapat dilakukan pada penampang konstruksi memanjang dari pondasi Mesin Induk tersebut.

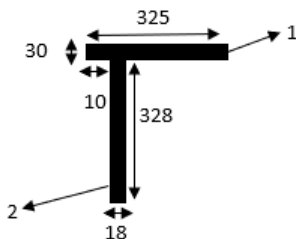


Gambar 2. Penampang Konstruksi Memanjang

Pembebanan terhadap pondasi yang dilakukan pada penelitian ini adalah mesin induk. Pembebanan mesin induk dilakukan dengan beban terpusat. Sebelum mendapat nilai *stiffness* akan dilakukan perhitungan defleksi terlebih dahulu.

3.4 Perhitungan Nilai Defleksi

A. Sebelum Penambahan Plat



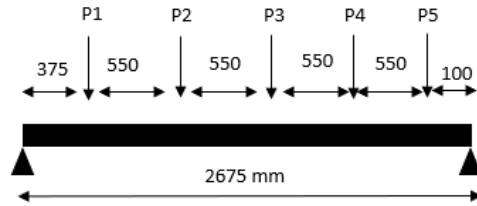
Gambar 3. Konstruksi Penopang ME (Tampak Depan)

Pada Gambar 3 adalah pondasi mesin induk dengan struktur melintang.

$$I_{total} = i_1 + i_2$$

$$= 42721180 \text{ mm}^4 + 122274454 \text{ mm}^4$$

$$= 164995634 \text{ mm}^4$$



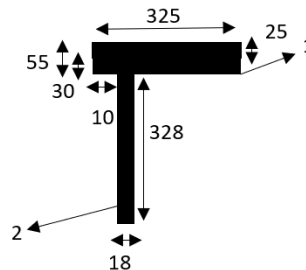
Gambar 4. Konstruksi Memanjang ME

Konstruksi memanjang yang digunakan pada penelitian ini adalah hanya konstruksi yang menopang mesin induk. Untuk ukuran dimensi dan titik pembebanan ada pada Gambar 4.

$$\Delta_{total} = \Delta_1 + \Delta_2 + \Delta_3$$

$$= 0,028431 \text{ mm}$$

B. Sesudah Penambahan Plat



Gambar 5. Konstruksi Penopang ME Setelah penambahan plat (Tampak Depan)

Seperti pada Gambar 3 sebelumnya. Konstruksi mesin induk dengan struktur melintang pada Gambar 5 hanya terdapat perbedaan pada ketebalan saja. Pondasi mesin induk ditambahkan plat dengan ketebalan 25 mm.

$$I_{total} = i_1 + i_2$$

$$= 37867835 \text{ mm}^4 + 153937933 \text{ mm}^4$$

$$= 191805768 \text{ mm}^4$$

$$\Delta_{total} = \Delta_1 + \Delta_2 + \Delta_3$$

$$= 0,27588 \text{ mm}$$

3.5 Nilai Stiffness Konstruksi Memanjang

A. Sebelum Penambahan Plat

$$K_{eq} = 2 \times K$$

$$= 2 \times 110416,35 \text{ N/mm}$$

$$= 220832,6971 \text{ N/mm}$$

B. Sesudah Penambahan Plat

$$K_{eq} = 2 \times K$$

$$= 2 \times 113789,35 \text{ N/mm}$$

$$= 227578,6967 \text{ N/mm}$$

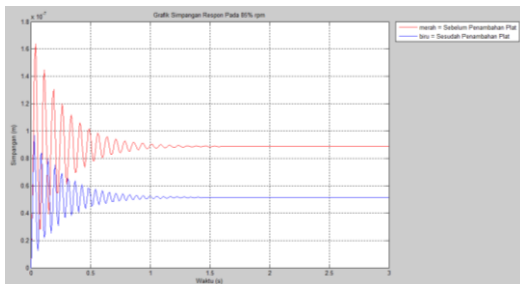
3.6 Respon Simpangan Pada 85% RPM

A. Sebelum Penambahan Plat

$$X = X_h(t) + X_p(t) \\ = 0,00047e^{-0,78t}(\sin 118,61t + 28,98^\circ) + 0,00018 \sin (75,69t - 48,66^\circ)$$

B. Sesudah Penambahan Plat

$$X = X_h(t) + X_p(t) \\ = 0,00045e^{-0,79t}(\sin 120,41t + 28,55^\circ) + 0,000173 \sin (75,69t - 46,98^\circ)$$



Gambar 6 Grafik Simpangan Respon Pada 85% RPM

Garis warna merah pada Gambar 6 terlihat pada nilai simpangan getaran pada pondasi mesin induk sebelum penambahan plat terlihat lebih tinggi. Penambahan plat pada pondasi mesin induk dapat membantu meredam getaran yang dihasilkan oleh mesin induk.

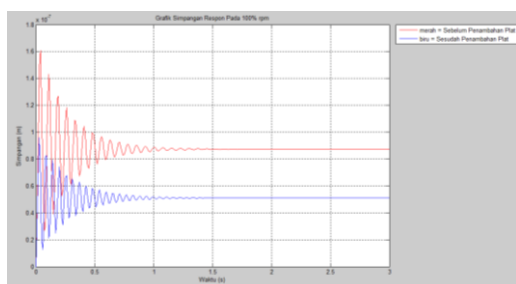
3.7 Respon Simpangan Pada 100% RPM

A. Sebelum Penambahan Plat

$$X = X_h(t) + X_p(t) \\ = 0,00064e^{-0,78t}(\sin 118,61t + 28,98^\circ) + 0,000199 \sin (89,05t - 77,76^\circ)$$

B. Sesudah Penambahan Plat

$$X = X_h(t) + X_p(t) \\ = 0,000597e^{-0,79t}(\sin 120,41t + 28,55^\circ) + 0,000173 \sin (75,69t - 73,782^\circ)$$



Gambar 7 Grafik Simpangan Respon Pada 100% RPM

Pada Gambar 7 terlihat bahwa semakin tinggi putaran mesin induk, maka semakin tinggi pula nilai amplitudonya.

4. KESIMPULAN

Berdasarkan dari hasil analisis yang dilakukan pada penelitian ini, maka dapat disimpulkan bahwa Pondasi mesin induk maka didapatkan model matematis yaitu $F(t) = m\ddot{x} + c\dot{x} + kx$.

Dari hasil perhitungan yang dilakukan, nilai Stiffness yang didapatkan pada konstruksi Pondasi Mesin Induk sebelum penambahan plat sebesar 220,832 N/m. Nilai Stiffness pada konstruksi setelah penambahan plat sebesar 227,579 N/m.

Dari hasil perhitungan didapatkan beberapa nilai amplitudo *displacement*, didapatkan nilai amplitudo 0,179 mm pada RPM 85% dan 0,199 mm pada RPM 100% sebelum penambahan plat. Dan memiliki nilai amplitudo 0,172 mm pada RPM 85% dan 0,191 mm pada RPM 100% sesudah penambahan plat. Menurut ABS perpindahan disarankan di bawah 1,0 mm dan kemungkinan kerusakan di atas 2,0 mm. Hal ini menunjukkan bahwa getaran yang terjadi pada struktur ini dalam keadaan yang diizinkan.

5. UCAPAN TERIMA KASIH

Penulis menyadari penyelesaian penelitian ini tidak terlepas atas bimbingan, doa, dan motivasi dari berbagai pihak, penulis menyampaikan rasa terima kasih kepada:

1. Kedua orang tua serta keluarga besar penulis yang telah memberikan semangat, dukungan, serta do'a selama menempuh pendidikan di Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya.
2. Bapak Adi Wirawan Husodo, S.T., M.T. selaku dosen pembimbing 1 yang telah memberikan arahan dan saran selama penulisan penelitian.
3. Bapak Heroe Poernomo, S.T., M.T. selaku dosen pembimbing 2 yang telah memberikan arahan dan saran selama penulisan penelitian.
4. Seluruh Dosen dan Karyawan Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya yang telah memberikan banyak ilmu selama masa perkuliahan.
5. Teman – teman seperjuangan Program Studi D4 Teknik Permesinan Kapal angkatan 2019 atas kerjasama dan kekompakan selama menempuh studi di Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya.

6. PUSTAKA

- [1] 2021. *GUIDANCE NOTES ON SHIP VIBRATION*. s.l.:s.n.
- [2] Alhakim, R. T., 2022. *ANALISIS GETARAN PONDASI PADA MESIN INDUK OFFSHORE*, s.l.: Undergraduate Thesis of PPNS.

- [3] Arisandhi, R., 2016. *ANALISA GETARAN PADA KAPAL SAR (SEARCH AND RESCUE) DENGAN MATERIAL HDPE (HIGH DENSITY POLYETHYLENE)*, s.l.: Undergraduate Thesis of ITS.
- [4] Johns, K. C. & Belanger, M. D., 1981. Dynamic Stiffness of Concrete Beams. pp. 201-205.
- [5] Karyasa, B. T., 2011. *DASAN-DASAR GETARAN MEKANIS*. s.l.:Yogyakarta : Andi, 2011.
- [6] Kurniawan, A., Putra, T. D. & Farid, A., 2016. PENGARUH JUMLAH PLAT BESI TERHADAP DEFLEKSI PEMBEBANAN PADA PENGUJIAN SUPERPOSISI.
- [7] Lovelylo, R., 2020. *ANALISIS MODEL GETARAN MAIN ENGINE PADA PONDASI MAIN ENGINE KAPAL TANKER 6500 LTDW*, s.l.: Undergraduate Thesis of PPNS.