

## Analisis *Whirling Vibration* Pada Sistem Propulsi Kapal *Tugboat* BPW 3

Alamsyah<sup>1\*</sup>, Amalia Ika W.<sup>2</sup>, M. S. Teguh Samudra<sup>3</sup>  
<sup>1,2,3</sup>Institut Teknologi Kalimantan, Balikpapan

\*alamsyah@lecturer.itk.ac.id

### Abstract

The vibrations that occur on the ship have side effects that have a significant effect on the construction resistance of the ship. Propulsion system is one of the main components that causes vibration. This purpose of research to analyze lateral vibrations with variations in values ( $b$ ) and ( $l$ ) to get the critical speed caused by the propeller and get the noise level value. The method used numerical and estimation methods. The results showed the largest estimated value occurred in fixed forward end conditions, reverse whirl of 31.96 Rpm with variations ( $b$ ) = 298.39 mm, and in simple support conditions, the biggest critical speed estimate of reverse whirl was 10.72 Rpm. As for the noise value at value ( $b$ ) = 298.39 mm at 2.13 Hz frequency, value ( $b$ ) = 399.99 mm at 1.5 Hz frequency, and at value ( $b$ ) = 544 mm at frequency 1, 07 Hz worth 134 dB, all below the ICES 209 standard value of 135 dB which means the code is good.

Keywords : whirling vibration , Propeller, Numerical, ICES 209

### Abstrak

Getaran yang terjadi pada kapal memiliki efek samping yang berpengaruh cukup besar terhadap ketahanan konstruksi kapal. Sistem propulsi merupakan salah satu komponen utama yang menyebabkan terjadinya getaran. Penelitian ini bertujuan menganalisis getaran lateral dengan variasi nilai ( $b$ ) dan ( $l$ ) untuk mendapatkan kecepatan kritis yang disebabkan *propeller* serta mendapatkan nilai tingkat kebisingan. Metode yang digunakan metode numerik dan metode estimasi. Hasil penelitian didapatkan nilai estimasi terbesar terjadi pada kondisi *fixed forward end, reverse whirl* sebesar 31,96 Rpm dengan variasi ( $b$ ) = 298,39 mm, dan pada kondisi *simple support, reverse whirl* estimasi kecepatan kritis terbesar adalah 10,72 Rpm. Sedangkan untuk nilai kebisingan pada nilai ( $b$ ) = 298,39 mm pada frekuensi 2,13 Hz, nilai ( $b$ ) = 399,99 mm pada frekuensi 1,5 Hz, dan pada nilai ( $b$ ) = 544 mm pada frekuensi 1,07 Hz bernilai 134 dB, semuanya di bawah nilai standar ICES 209 yakni 135 dB yang berarti kondisinya baik.

Kata kunci : Getaran lateral, Propeller, Numerik, ICES 209

### 1. Pendahuluan

Lautan berfungsi sebagai sumber daya yang dapat dimanfaatkan oleh negara, selain itu juga berfungsi sebagai media transportasi antar pulau dengan media kapal laut. Maka dengan itu pemerintah melalui pihak-pihak terkait banyak membangun kapal-kapal yang difungsikan untuk transportasi laut. Strategi pengembangan transportasi air di Pulau Kalimantan merupakan upaya untuk menyusun sistem transportasi air yang terpadu, terintegrasi, demi mewujudkan transportasi

yang berkelanjutan, dan berwawasan keselamatan dan pelestarian lingkungan [1]. Sarana transportasi laut menjadi peran penting bagi negara kepulauan seperti Indonesia. Ketika kapal beroperasi harus memiliki kemampuan dalam mempertahankan kecepatan dinas ( $V_s$ ) sesuai yang direncanakan.

Kapal harus mempunyai rancangan sistem propulsi (penggerak) yang dapat mengatasi keseluruhan gaya-gaya hambat (*total resistance*) yang terjadi dalam memenuhi standar kecepatan dinasnya. Secara umum,

sistem propulsi kapal terdiri dari 3 (tiga) komponen utama, yakni motor penggerak utama (*main engine*), sistem transmisi, dan alat gerak (*propulsor*) [2]. Ketiga komponen pokok tersebut dihubungkan dengan poros maka sistem propulsi kapal juga dikenal dengan nama sistem poros [3]. Sistem propulsi kapal akan menimbulkan getaran yang memiliki dampak negatif pada kapal.

Getaran pada kapal adalah salah satu bagian dari keseluruhan masalah yang tercakup dalam dinamika kapal (*ship dynamics*). Secara garis besar, getaran kapal terjadi ditinjau dalam 2 hal yaitu: 1) Lenturan badan kapal akibat dari getaran yang terutama disebabkan oleh gelombang dan baling-baling, dan 2) Getaran lokal sistem konstruksi maupun komponen-komponen mesin diantaranya getaran pelat, poros, tiang *mast*, pompa, dan lain-lain [4]. Resonansi getaran muncul disebabkan oleh frekuensi eksitasi dari baling-baling. Getaran timbul akibat baling-baling berputar dimana elemen-elemen pada sistem propulsi saling beraksi satu sama lain dan energi didisipasi melalui struktur dalam bentuk getaran. Kondisi kapal akan mempengaruhi tingkat getaran yang terjadi di kapal.

Getaran yang terjadi selama kapal beroperasi akan menyebabkan keausan pada bagian yang bergetar, munculnya ketidakseimbangan pada permesinan, dan kemunduran kinerja sistem propulsi [5]. Gaya yang menyebabkan getaran terjadi karena kontak antara komponen yang tidak seimbang, ketidaklurusan sistem perporosan, dan kerusakan bantalan [6]. Kontruksi kapal yang secara terus-menerus mengalami getaran beresiko besar mengalami kegagalan struktur karena getaran itu sendiri bersifat merusak. Getaran paling besar terjadi pada bagian kamar mesin, namun seluruh bagian kapal yang lain juga mengalami getaran seperti pada sistem propulsi kapal karena bersifat merambat. Apabila konstruksi pada bagian sistem propulsi diberi penguat untuk meredam getaran akibat eksitasi baling-baling, maka tingkat getaran yang dihasilkan akan mengalami penurunan [7].

Getaran torsional, lateral, dan aksial dianalisa pada sistem propulsi beserta mesin utamanya [8]. Kemudian besaran lainnya seperti berat, inersia, dan momen polar inersia dimasukkan ke dalam persamaan getaran. Bantalan poros dijadikan sebagai model pegas [9]. Pada penelitian ini hanya dikaji nilai *whirling vibration* (getaran lateral) saja. Penting untuk mengetahui lebih mendalam perhitungan frekuensi natural untuk mendapatkan nilai kecepatan kritis agar mengetahui getaran yang terjadi pada sistem propulsi kapal.

## 2. Metoda Penelitian

Penelitian yang dilakukan pada sistem propulsi kapal *Tugboat* BPW 3 dengan menggunakan metode numerik dan metode estimasi. Penelitian ini bertujuan mendapatkan nilai frekuensi natural dari sistem propulsi serta nilai kebisingan kapal. Untuk mendapatkan nilai frekuensi natural dari sistem propulsi serta nilai kebisingan kapal dilakukan beberapa tahap. Tahap pertama dilakukan pengumpulan data sistem propulsi kapal yang akan diteliti. Spesifikasi objek penelitian ditunjukkan pada Tabel 1, 2, dan 3.

Tabel 1. Spesifikasi poros.

Spesifikasi Poros	Ukuran
Panjang poros ( $l$ )	4500 mm
Diameter poros ( $d$ )	127 mm
<i>Factor type</i> poros	1.22
massa poros ( $\mu$ )	0.0036064 lb s <sup>2</sup> /in
Inersia poros ( $I$ )	1.914 in <sup>4</sup>

(PT. Meranti Nusa Bahari, 2019)

Spesifikasi Propeller	Dimensi
Diameter Propeller	1400 mm
<i>Rpm</i>	1800
<i>P/D</i>	0.69
<i>Ae/A0</i>	0.4
<i>N</i>	4
<i>EAR (Expanded Area Ratio)</i>	1.53
Berat Propeller	3122.033 ton
<i>Ip (Inersia Propeller)</i>	302248.86 lb/in s <sup>2</sup>
<i>MWR (Mean Widht Ratio)</i>	1.584
<i>BTF (Blade Thickness Fraction)</i>	0.0453

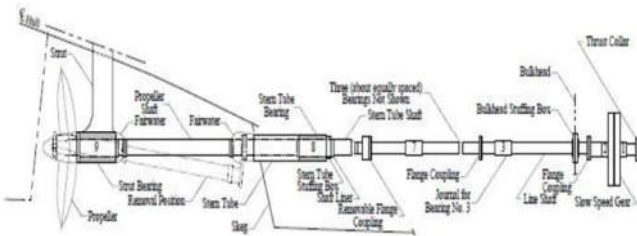
(PT. Meranti Nusa Bahari, 2019)

Tabel 3. Particular kapal

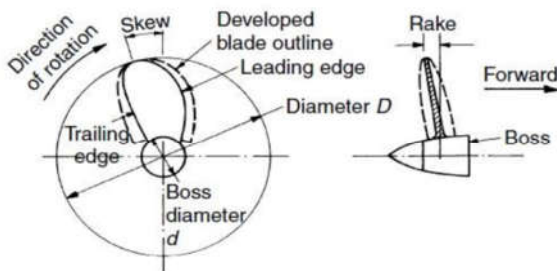
Data Kapal	Ukuran
LOA	21.5 m
LPP	19 m
B	7.3 m
H	3.2 m
T	2.4 m
Vs	10 knot

(PT. Meranti Nusa Bahari, 2019)

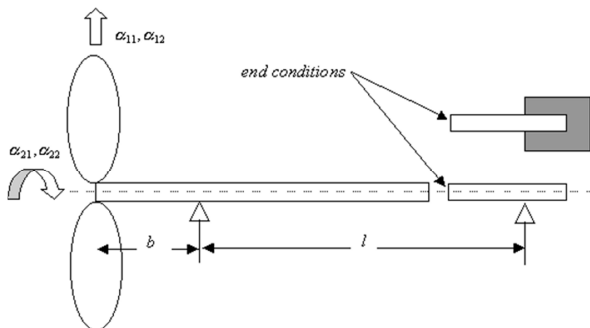
Tahap kedua adalah memodelkan sistem propulsi kapal agar proses analisa dapat dilakukan dengan mudah. Proses pemodelan sistem propulsi kapal sangat kompleks, sehingga dilakukan penyederhanaan yang ditunjukkan pada Gambar 1, 2, dan 3.



Gambar 1. Kompleksitas sistem propulsi kapal [4].



Gambar 2. Geometri propeller kapal [10].



Gambar 3. Penyederhanaan model sistem propulsi kapal [11].

Gambar 1 merupakan model ideal dari sistem propulsi kapal dan Gambar 2 merupakan geometri *propeller* yang merupakan komponen dari sistem propulsi. Sedangkan Gambar 3 merupakan penyederhanaan model sistem propulsi kapal yang bertujuan untuk memudahkan proses analisa sesuai dengan metode yang digunakan.

Tahap ketiga yakni proses analisa getaran sistem propulsi kapal dengan menggunakan metode numerik dan metode estimasi. Penyederhanaan model sistem propulsi kapal yang diasumsikan sistem berputar sehingga diketahui besarnya harga frekuensi natural getaran lateral ( $\omega$ ), baik yang terjadi akibat putaran *propeller* sendiri ( $\omega_1$ ), maupun beban yang disebabkan poros ( $\omega_2$ ). Analisis sistem untuk menentukan getaran lateral kombinasi natural frekuensi dari dua partial sistem frekuensi tersebut berdasarkan persamaan berikut [12] :

$$\frac{1}{\omega^2} = \frac{1}{\omega_1^2} + \frac{1}{\omega_2^2} \tag{1}$$

Dimana  $\omega$  adalah frekuensi natural dari sistem propulsi,  $\omega_1$  adalah frekuensi natural *propeller*, dan  $\omega_2$  adalah frekuensi natural poros. Getaran lateral kombinasi natural frekuensi didasarkan pada empat kasus yakni :1) untuk harga  $(\omega_1)^2$  diihitung berdasarkan *simple support - forward whirl*, *simple support - reverse whirl*, *fixed forward end - forward whirl*, dan *fixed forward end - reverse whirl*, 2) untuk harga  $(\omega_2)^2$  diihitung berdasarkan *simple support* dan *fixed forward end (forward and reverse whirl)*, 3) untuk penerapan persamaan *Dunkerley* digunakan berdasarkan empat kondisi kasus di atas, dan 4) dalam menentukan *natural frekwensi* dari semua sistem harus berdasarkan *simple support - forward whirl*, *simple support - reverse whirl*, *fixed forward end - forward whirl*, dan *fixed forward end - reverse whirl*.

Selanjutnya menentukan kecepatan kritis *propeller* dimana kecepatan kritis adalah suatu range putaran *propeller* yang memiliki getaran yang cukup tinggi. Dalam menentukan

kecepatan kritis putaran shaft *propeller* menggunakan persamaan berikut :

$$Critical\ Shaft\ Rpm = \frac{Getaran\ per\ menit}{N} \quad (2)$$

*Critical shaft rpm* adalah kecepatan kritis sistem propulsi, *N* adalah jumlah daun baling-baling, dan Getaran per menit bisa ditentukan dengan persamaan berikut :

$$Vibration\ per\ minute = 9,55 \times \omega \quad (3)$$

Tahap keempat menghitung nilai kebisingan kapal akibat sistem propulsi dengan *estimation method* dan berpatokan pada standar *ICES 209*. Untuk menentukan nilai kebisingan sistem propulsi kapal ditentukan dengan persamaan berikut [13] :

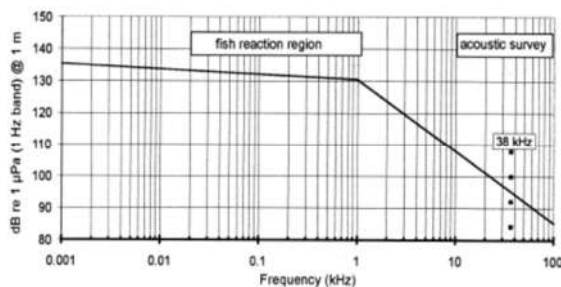
$$SL = 135 - 1,66 \log f_{Hz} \text{ (dB)} \quad (4)$$

(Untuk frekuensi 1 Hz sampai 1 kHz)

$$SL = 130 - 22 \log f_{kHz} \text{ (dB)} \quad (5)$$

(Untuk frekuensi 1 kHz sampai 100 kHz)

Untuk lebih jelasnya bisa melihat grafik yang ditunjukkan pada Gambar 4 sebagai berikut :



Gambar 4. Kurva radiasi kebisingan menurut *ICES 209*

Dengan metode yang sama (*estimation method*) dan formula yang berbeda bisa ditentukan tingkat radiasi kebisingan sistem propulsi yang bersumber dari *propeller* dengan persamaan berikut [14] :

$$L_s = 163 + 10 \log_{10} \left[ \frac{ZD^4 n^3}{f_{Hz}^2} \right] + \log_{10} \left[ \frac{A_C}{A_D} \right] \quad (6)$$

Getaran lateral dibangkitkan oleh karena adanya eksitasi *propeller* yang sedang berputar, besarnya natural frekuensi getaran lateral,  $\omega$  (rad/s) yang terjadi tergantung pada *N blade propeller* dan *rpm propeller*  $\Omega$  (rad/s) sehingga dapat hubungannya dapat digambarkan dengan persamaan berikut :

$$\omega = \pm N\Omega \quad (7)$$

Koefisien gaya yang ditimbulkan *propeller* ada empat koefisien yaitu: 1) Defleksi *propeller* dalam sebuah *unit force* ( $\alpha_{11}$ ), 2) Defleksi angular *propeller* dalam radian pada sebuah *unit force* ( $\alpha_{12}$ ), 3) Defleksi *propeller* dalam sebuah *unit moment* ( $\alpha_{21}$ ), dan 4) Defleksi angular *propeller* dalam radian pada sebuah *unit moment* ( $\alpha_{22}$ ) [11]. Keempat koefisien tersebut diperoleh dari *double integration* persamaan *bending moment shaft* yang ditunjukkan pada Gambar 3. Persamaan *bending moment* ditunjukkan pada Tabel 4.

Coefficient	Simple support	Fixed Forward End
Tabel 4. Persamaan <i>bending moment shaft</i> $\alpha_{11}$	$\frac{b^2}{3EI} + \frac{bl}{3EI}$	$\frac{b^2 l}{3EI} + \frac{bl}{4EI}$
$\alpha_{12} = \alpha_{21}$	$\frac{b^2}{2EI} + \frac{bl}{3EI}$	$\frac{b^2}{2EI} + \frac{bl}{4EI}$
$\alpha_{22}$	$\frac{b}{EI} + \frac{l}{3EI}$	$\frac{b}{EI} + \frac{l}{4EI}$

Tabel 4 menunjukkan formula untuk mendapatkan oefisien gaya yang ditimbulkan *propeller* untuk masing-masing kondisi yakni *simple support* dan *fixed forward support*. Ukuran *b* diambil dari *center gravity propeller* ke titik *after bearing* dan ukuran *l* diambil dari titik *center forward bearing* sampai *after bearing*, sedangkan ukuran diameter *d shaft* diambil dari nominal *tail shaft*

diameter antara *journal* (kenaikan dari diameter di *journal disk* sangat aman ditiadakan dan harus lonjong pada sisi *tail shaft propeller hub*) [3]. Berdasarkan dari model sistem dan data sistem diperoleh masing-masing harga  $\omega_1$  diprediksi dengan menggunakan persamaan berikut [15].

$$\omega_1^2 = \frac{B \mp \sqrt{B^2 - 4A}}{2\alpha_{11}mA} \tag{8}$$

dimana,

$$A = \left(1 \mp \frac{2}{N}\right) (D)(1.0 - E) \tag{9}$$

$$B = \left(1 \mp \frac{2}{N}\right) (D) + 1.0 \tag{10}$$

$$m_{Corrected} = m + \frac{1}{3}Mb \tag{11}$$

dimana,

$$D = \frac{I_D \times \alpha_{22}}{m \times \alpha_{11}} \tag{12}$$

$$E = \frac{(\alpha_{12})^2}{\alpha_{11} \times \alpha_{22}} \tag{13}$$

$$I_D = \frac{W \times r^2}{2 \times g} \tag{14}$$

$M$  = massa poros per satuan panjang, lb.-s.<sup>2</sup>/in.<sup>2</sup> atau kg-s<sup>2</sup>/mm<sup>2</sup>,  $I_D$  = Inersia *propeller*,  $W$  = berat *propeller*,  $r$  = jari-jari *propeller*,  $N$  = jumlah daun *propeller*. Penggunaan tanda *minus* dan *plus* pada persamaan (7), (8), (9), dan (10) yakni diperuntukkan *forward whirl* untuk tanda *minus* dan *reverse whirl* untuk tanda *plus*. Untuk mendapatkan berat *propeller* ( $W$ ) ditentukan dengan persamaan berikut :

$$W = K \times D^3 (MWR)(BTF) \tag{15}$$

$$MWR = \frac{Disc Area}{D(blade radius-hub radiud)} \tag{16}$$

*Mean width ratio* dapat diprediksi dengan persamaan berikut [16] :

$$MWR = \frac{Blade Mean Width}{D} \tag{17}$$

$$MWR = \frac{EAR}{D(blade radius-hub radiud)} \tag{18}$$

*Expanded area ratio* bisa diprediksi dengan persamaan berikut [16] :

$$EAR = \frac{Expanded Area}{Disc Area} \tag{19}$$

*Expanded area ratio* dapat diprediksi dengan formula Keller's [17]:

$$EAR = \frac{(1,3+0,3Z)T}{(po-pv)D^2} \times k \tag{20}$$

*Mean width ratio* dapat diprediksi dengan persamaan berikut [18] :

$$MWR = \pi \times D_p(DAR - 0,04)4Z \tag{21}$$

*Developed Area ratio* dapat diprediksi dengan persamaan berikut [16] :

$$DAR = \frac{Developed Area}{Disc Area} \tag{22}$$

*Disc Area* dapat diprediksi dengan persamaan berikut [16] :

$$Disc Area (A_D) = \left(\pi \times \frac{D^2}{4}\right) \tag{23}$$

*Blade Thickness Fraction* dapat diprediksi dengan persamaan berikut [16] :

$$BTF = \frac{Blade Thick_{max. extended axis rotation}}{D} \tag{24}$$

Dimana  $k$  adalah material *density factor*,  $D = D_p = propeller$  diameter,  $Z$  = jumlah daun baling-baling,  $T$  = sarat kapal,  $po$  = tekanan statik pada *shaft propeller* =  $\rho.g.h$  + tekanan atmosfer, sedangkan harga  $k$  adalah 0,2 untuk kapal dengan distribusi *wake* yang kecil/halus, untuk, tinggi tekanan statik pada *shaft propeller* ( $h$ ) dengan tekanan atmosfer ( $10^3$  N/m<sup>2</sup>), dan *vapor pressure* =  $pv$  = tergantung pada suhu tekanan pengujian.

Sedangkan untuk nilai  $\omega_2$  diterapkan rumus standar untuk menentukan (lateral) frekuensi alami dari poros itu sendiri dengan

mengabaikan inersia rotasi poros, tetapi termasuk massa poros. Cara menentukannya ditunjukkan pada persamaan berikut :

$$\omega_2^2 = \frac{K.E.I}{\mu l^4} \tag{25}$$

Dimana  $k = 97,4$ (untuk *simply supported shaft*),  $k = 237.2$  (untuk *shaft with clamped forward end*), dan  $\mu =$  massa poros per satuan panjang,  $lb.-s.^2 / in.^2$  atau  $kg-s.^2 / mm^2$ .

Dalam perencanaan berat poros dan momen inersia poros, hal yang perlu dipertimbangkan adalah material yang digunakan, khususnya terhadap sifat *fatigue characteristic*. Untuk menentukan berat poros dan momen inersia poros ditunjukkan pada persamaan berikut :

$$\mu = 0,002035 \times (\rho g)(d^2) \tag{26}$$

dimana  $\rho g = 0.28355 \text{ lb/in}^3$  (*Density* berat baja),  $d$  adalah diameter poros yang ditentukan dengan persamaan berikut [19]:

$$ds = f \times k \left\{ \frac{P_w}{C_w \times n \left( 1 - \left[ \frac{di}{da} \right]^4 \right) } \right\}^{\frac{1}{3}} \times C_{ew} \tag{27}$$

dimana,  $1 - \left[ \frac{di}{da} \right] = 1$

$P_w =$  Daya Poros,  $f =$  factor untuk type instalasi propulsi =100,  $k =$  factor untuk type poros = 1,4 (untuk poros pelumasan minyak), dan  $C_{ew} =$  factor untuk mesin tanpa “ice class” = 1,0,  $n =$  putaran poros propeller, dan  $C_w$  bisa ditentukan dengan persamaan berikut :

$$C_w = \left( \frac{560}{R_m + 160} \right) \tag{28}$$

dimana  $R_m =$  kekuatan tarik material ( $400 \sim 800 \text{ N/mm}^2$ ). Nilai momen inersia poros bisa ditentukan dengan menggunakan persamaan berikut :

$$I = 0,0049 \times d^4 \tag{29}$$

### 3. Hasil Penelitian

#### 3.1 Nilai Frekuensi Natural Getaran Lateral dan Rpm Kritis

Pada penelitian ini penulis melakukan variasi jarak antara bearing poros yakni nilai  $b$  dan  $l$ . Ukuran  $b$  diambil dari *center gravity propeller* ke titik *after bearing* dan ukuran  $l$  diambil dari titik *center forward bearing* sampai *after bearing*. Penentuan variasi jarak  $b$  dengan mengambil 25~35% nilai atas dan nilai bawah dari jarak  $b$  yang sebenarnya. Klasifikasi telah menentukan jarak maksimal yangizinkan untuk bearing poros. Variasi jarak antara bearing bertujuan untuk mengetahui penempatan jarak yang tepat ditinjau dari analisa getaran lateral (*whirling vibration*). Hasil analisa perhitungan dengan nilai  $b = 399.99 \text{ mm}$  yang sesuai dengan kondisi di lapangan ditunjukkan pada Tabel 5.

Tabel 5. Frekuensi natural & Rpm kritis  $b = 399.99 \text{ mm}$

Parameter	SS, FW	SS, RW	FFE, FW	FFE, RW
$\omega_1$ (rad/sec)	2.5	10.23	1.66	91.87
$\omega_2$ (rad/sec)	2.5	10.19	1.66	89.52
$\omega$ (rad/sec)	1.58	3.19	1.28	9.46
Rpm Kritis	3.77	7.62	3.07	22.59

Tabel 5 menunjukkan nilai frekuensi natural kombinasi dan per item. Informasi yang disampaikan pada Tabel 5 untuk variasi nilai  $b = 399,9 \text{ mm}$  dengan ukuran  $l = 3998 \text{ mm}$  (kondisi sebenarnya dilapangan) didapat hasil frekuensi natural dan kecepatan kritis dari empat kondisi, pada *simple support, forward whirl* didapat nilai frekuensi natural sebesar 1,58 rad/sec dengan rpm kritis sebesar 3.77 Rpm, kemudian pada kondisi *simple support, reverse whirl* didapatkan nilai frekuensi natural sebesar 3,19 rad/sec dengan rpm kritis sebesar 7.62 Rpm.

Untuk kondisi *forward whirl, fixed forward end* didapatkan nilai frekuensi natural sebesar 1.28 rad/sec dengan rpm kritis sebesar 3.07 Rpm, dan untuk kondisi *reverse whirl, fixed forward end* didapatkan nilai frekuensi natural sebesar 9.46 rad/sec dengan rpm kritis

sebesar 22.59 Rpm. Selanjutnya dilakukan variasi  $b = 298,39$  mm dan  $l = 4099.66$  mm yang menghasilkan frekuensi natural dan rpm kritis yang ditunjukkan pada Tabel 6.

Tabel 6. Frekuensi natural & Rpm kritis  $b = 298,39$  mm

Parameter	SS, FW	SS, RW	FFE, FW	FFE, RW
$\omega_1$ (rad/sec)	3.28	20.28	1.96	188.68
$\omega_2$ (rad/sec)	3.27	20.15	1.96	179.21
$\omega$ (rad/sec)	1.809	4.49	1.4	13.38
Rpm Kritis	4.32	10.72	3.34	31.96

Tabel 6 menunjukkan kondisi *simple support, forward whirl* didapatkan nilai frekuensi natural sebesar 1,809 rad/sec dengan rpm kritis sebesar 4.32 Rpm. Kemudian kondisi *simple support, reverse whirl* frekuensi natural sebesar 4.49 rad/sec dengan rpm kritis sebesar 10.72 Rpm. Untuk kondisi *forward whirl, fixed forward end* nilai frekuensi natural sebesar 1,4 rad/sec dengan rpm kritis 3.34 Rpm, dan untuk kondisi *reverse whirl, fixed forward end* nilai frekuensi natural sebesar 13.38 rad/sec dengan rpm kritis sebesar 31.96 Rpm. Selanjutnya dilakukan variasi nilai  $b = 544$  mm dengan nilai  $l = 3853,99$  mm yang menghasilkan frekuensi natural dan rpm kritis ditunjukkan pada Tabel 7.

Tabel 7. Frekuensi natural sebesar 1,32 rad/sec

Parameter	SS, FW	SS, RW	FFE, FW	FFE, RW
$\omega_1$ (rad/sec)	1.74	5.43	.30	46.31
$\omega_2$ (rad/sec)	1.73	5.42	1.30	45.17
$\omega$ (rad/sec)	1.32	2.32	1.14	6.76
Rpm Kritis	3.15	5.56	2.72	16.14

Tabel 7 menunjukkan frekuensi natural pada kondisi *simple support, forward whirl* sebesar 1.32 rad/sec, dengan rpm kritis sebesar 3.15 Rpm. kemudian pada kondisi *simple support, reverse whirl* didapatkan frekuensi natural sebesar 2.32 rad/sec dengan kecepatan kritis sebesar 5.56 Rpm. Pada kondisi *fixed forward end, forward whirl* didapatkan nilai frekuensi natural sebesar 1.14 rad/sec dengan rpm kritis sebesar 2.72 Rpm. Dan pada kondisi *fixed forward end, reverse whirl* didapatkan

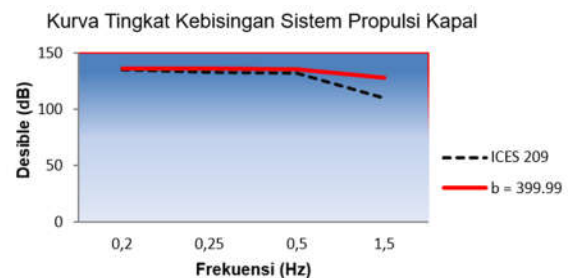
nilai frekuensi natural sebesar 6.76 rad/sec dengan kecepatan kritis sebesar 16.14 Rpm.

Dari perhitungan frekuensi natural dalam hal ini getaran lateral, sistem propulsi mulai bergetar pada rpm 22,59 dengan nilai  $b = 399$  mm, rpm 31,96 dengan nilai  $b = 298$  mm, dan rpm = 16,14 dengan nilai  $b = 544$  mm. Hal ini membuktikan bahwa getaran lateral yang disebabkan sistem propulsi kapal terjadi pada putaran awal mesin yakni 0,128 *knots*, mengingat mesinnya memiliki rpm 1800 dengan nilai kecepatan servis kapal  $V_s = 10$  *knots*.

Hasil penelitian ini senada dengan penelitian sebelumnya yakni berdasarkan analisis getaran lateral akibat pengaruh *propeller* dan berat poros pada sistem propulsi, kecepatan kritis yang menyebabkan terjadinya getaran adalah pada rpm 20,81 dan rpm 23,58, sedangkan kapal beroperasi pada rpm 2200. Dengan demikian dapat diartikan bahwa getaran hanya terjadi pada saat sistem propulsi mulai bekerja (kecepatan = 0,125 *knot*) [20].

### 3.2 Analisa Tingkat Kebisingan Sistem Propulsi Kapal

Untuk itu perlunya analisis tingkat radiasi kebisingan sistem propulsi yang bersumber dari *propeller* ditentukan dengan persamaan 4, 5 atau 6 sehingga dihasilkan nilai kebisingan (*SL*) untuk setiap nilai variasi  $b$  dan  $l$  yakni untuk  $b = 399$  mm pada frekuensi natural 0,2 Hz tingkat radiasi kebisingan yang didapat sebesar 136,16 dB, sedangkan pada frekuensi natural 0,25 Hz, 0,5 Hz, dan 1,5 Hz secara berurut didapatkan nilai kebisingan sebesar 135,99 dB, 135,5 dB, dan 128,36 dB. Selanjutnya nilai kebisingan sistem propulsi dibandingkan dengan standar menurut *ICES 209* yang ditunjukkan pada Gambar 4 dan Tabel 8.



98 Gambar 4. Kurva kebisingan  $b = 399,99$  mm

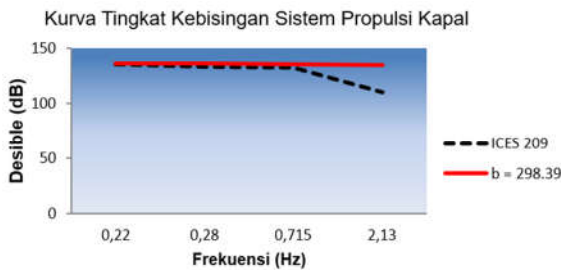
Tabel 8. Kebisingan dengan nilai  $b = 399,99$  mm

Frekuensi (Hz)	$b = 399,99$ mm (dB)	ICES 209 (dB)	Kondisi
0.2	136.16	135	Reject
0.25	135.99		Reject
0.5	135.5		Reject
1.5	134.71		Accept

Tabel 10. Kebisingan dengan nilai  $b = 544$  mm

Frekuensi (Hz)	$b = 544$ mm (dB)	ICES 209 (dB)	Kondisi
0.18	136.23	135	Reject
0.21	136.12		Reject
0.37	135.7		Reject
1.07	134.95		Accept

Untuk nilai  $b = 298,39$  mm didapatkan nilai kebisingan ( $SL$ ) pada frekuensi natural 0,22 Hz, 0,28 Hz, 0,715 Hz, dan 2,13 Hz secara berurut sebesar 136,092 dB, 135,92 dB, 135,42 dB, dan 134,45 dB. Dimana pada frekuensi natural 2,13 Hz yang memenuhi standar ICES 209 dengan nilai kebisingan sebesar 134,45 dB yang ditunjukkan pada Gambar 5 dan Tabel 9.

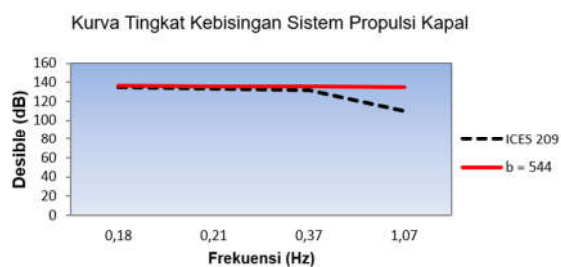


Gambar 5. Kurva kebisingan  $b = 298,39$  mm

Tabel 9. Kebisingan dengan nilai  $b = 298,39$  mm

Frekuensi (Hz)	$b = 298,39$ mm (dB)	ICES 209 (dB)	Kondisi
0.22	136.1	135	Reject
0.28	135.92		Reject
0.72	135.2		Reject
2.13	134.45		Accept

Untuk nilai  $b = 544$  mm, didapatkan nilai kebisingan ( $SL$ ) pada frekuensi natural 0,18 Hz, 0,21 Hz, 0,37 Hz dan 1,07 Hz secara berurut sebesar 136,23 dB, 136,12 dB, 135,7 dB, dan 134,95 dB yang ditunjukkan pada Gambar 6 dan Tabel 10.



Gambar 6. Kurva kebisingan  $b = 544$  mm

#### 4. Kesimpulan

Nilai estimasi kecepatan kritis pada variasi nilai  $b = 298,39$  mm dan  $l = 4099,6$  mm terbesar terjadi pada kondisi *fixed forward end, reverse whirl* dan *simple support, reverse whirl* sebesar 31,96 Rpm dan 10,72 Rpm yang menunjukkan semakin kecil jarak  $b$  semakin berkurang pengaruh getaran yang dihasilkan. Sedangkan tingkat radiasi kebisingan sesuai standar ICES 209 terjadi pada frekuensi 2,13 Hz, 1,5 Hz, dan 1,07 Hz.

#### 5. Saran

Diperlukan validasi data hasil analisa dengan metode perhitungan yang berbeda (*finite element method* atau pengukuran menggunakan alat ukur getar). Dengan adanya penelitian getaran lateral dengan menggunakan metode lainnya membuat hasil yang didapatkan lebih ilmiah dan logis.

#### 6. Daftar Pustaka

- [1] Malisan, J. "Kajian Pengawakan Kapal Tonase Kurang Dari GT 7 Pada Wilayah Perairan Pedalaman Dalam Meningkatkan Keselamatan Pelayaran, Studi kasus: Sampit." Jurnal Penelitian Transportasi Laut. Balitbang. dephub. Volume 25, Nomor 1, 2013.
- [2] Guruh, M. G.S. "Propulsi Kapal Dalam Tinjauan Uji Model," Jurnal Ilmiah Teknologi Maritim WAVE, Vol. 10 No.1, 25-30. 2016.
- [3] Muhammad, A., H., Sitepu, G. "Modul Ajar Getaran dan Kebisingan Kapal." Program Studi Teknik Sistem Perkapalan Jurusan Teknik Perkapalan Fakultas Teknik Universitas Hasanuddin. 2014.
- [4] ABS. "ABS Guide for Passenger Comfort on Ship" Sec.3 Hal.10. ABS rule - Guidance Note for Ship Vibration Houston, USA : ABS Plaza. 2002.



- [5] Putranto, T., Sulisetyono, A. "Lift-Drag Coefficient and Form Factor Analyses of Hydrofoil due to The Shape and Angle of Attack," International Journal of Applied Engineering Research, Vol. 12, No. 21, pp. 11152-11156. 2017.
- [6] Sestan, A., Vladimir, N., Vulic, N., & Ljubenkov, B. "A Study into Resonant Phenomena in the Catamaran Ferry Propulsion System," Transaction of FAMENA, Vol. 36 (1), pp. 35-44. 2012.
- [7] Priatmoko, D. "Analisa Getaran dan Sistem Perporosan Pada Reduction Gear KM. Kumala" Jurusan Teknik Sistem Perkapalan Fakultas Teknologi Kelautan ITS. 2013. available online : <http://digilib.its.ac.id/public/ITS-paper-19492-4207100002-Paper.pdf> [diakses 16 juni 2020].
- [8] Putranto, T. "Kajian penentuan getaran sistem propulsi Kapal patroli dengan metode elemen hingga." JURNAL KELAUTAN NASIONAL, Vol. 13, No 2, Hal. 99-105. Agustus 2018.
- [9] Loccufier, M., Petit, F., & Aeyels, D. "Feasibility Study of Vibration Absorbers with Simplified Ship Propulsion Models," IFAC Proceedings Volumes, Vol.40, No. 17, pp. 379-384. 2007.
- [10] Eyres, D. J. "Ship Construction 5<sup>th</sup> Edition, hal. 236." Butterworth-Heinemann An Imprint of Elsevier Science. 2001.
- [11] Richard "Calculation of Propeller-Excited Whirling Critical Speeds. Journal of ship research." 23( 4): 235241. 1979.
- [12] Dunkerley, S. "On the Whirling and Vibration of Shafts", Trans. R. Soc. , A185, pp.279-360. 1894.
- [13] Mitson, R.B. "Underwater Noise of Research Vessels. Review and Recommendations" ICES Cooperative Research ReportN. 209. 1995.
- [14] Brown NA. "Cavitation Noise Problems And Solutions", in Internationals Symposium On Shipboard Acoustics. (ISSA) 6-10 september. Noordwijkehout, Netherlands. 1976.
- [15] Jasper, N. H. "A Design Approach to the Problem of Critical Whirling Speeds of Shaft-Disk Systems," DTMB Report 890, David Taylor Model Basin, Dec. 1954.
- [16] Michigan Whell & Federal propeller. "Propeller Geometry: Terms and Definitions Master Document." World Leaders in Propulsion and Marine Maneuverability Systems, 1501 Buchanan Ave., S.W. Grand Rapids, MI 49507 USA. 2000.
- [17] Kuiper, G. "The Wageningen Propeller Series." Institut fur Schiffbau Dar Universitüt Hamburg. 1992.
- [18] Wood, J., C. Propeller Terms. 2014.
- [19] BKI. "Rules for Machinery Installation" Part. I Vol.III. Jakarta. Biro Klasifikasi Indonesia. 2016.
- [20] Muhammad A., H. et all. "Pengaruh Konfigurasi Sistem Propulsi Terhadap Getaran dan Kebisingan Kapal Perikanan 30 GT." In Seminar Ilmiah Nasional Sains dan Teknologi ke - 4 Vol. 4 : November 2018.