

Perancangan Propeler *Self-Propelled Barge*

Billy T. Kurniawan, Eko B. Djatmiko, dan Mas Murtedjo

Jurusan Teknik Kelautan, Fakultas Teknologi Kelautan, Institut Teknologi Sepuluh Nopember (ITS)

Jl. Arief Rahman Hakim, Surabaya 60111 Indonesia

E-mail: ebdjtmiko@oe.its.ac.id

Abstrak—Makalah ini menyampaikan suatu penelitian tentang perancangan propeler yang optimal beserta pemilihan daya mesin yang efisien pada *self-propelled barge* dengan memperhitungkan besarnya nilai tahanan dari *barge* tersebut. Dengan penambahan sistem propulsi, diharapkan *barge* dapat beroperasi dengan lebih efisien dibandingkan saat *barge* beroperasi menggunakan sistem *towing* atau ditarik *tug boat*. Perhitungan tahanan *barge* dilakukan menggunakan metode Holtrop dan Guldhammer-Harvald sehingga dapat diperhitungkan geometri dan jenis propeler yang optimal beserta daya mesin yang efisien untuk *barge*. Propeler yang dianalisis adalah propeler tipe *B-Troost Series*, sedangkan variasi yang dilakukan untuk perencanaan propeler pada kajian ini adalah variasi putaran propeler pada rentang antara 310-800 rpm, serta variasi jumlah daun pada rentang tiga, empat, lima, dan enam. Besarnya nilai tahanan *self-propelled barge* untuk metode Holtrop adalah 105.91 kilonewton, sedangkan hasil perhitungan dari metode Guldhammer-Harvald didapatkan nilai sebesar 109.14 kilonewton. Tipe propeler yang dipilih setelah dilakukan uji kavitas adalah tipe Troost Series B4-40, dengan diameter sebesar 2.1 m, efisiensi sebesar 0.421, *pitch ratio* sebesar 0.591, dengan putaran propeler 400 rpm. Daya mesin yang dibutuhkan *barge* pada kondisi maksimum (BHP_{MCR}) sebesar 1669.5 HP. Dengan mempertimbangkan daya tersebut, maka dipilih mesin jenis Caterpillar tipe Marine 3516B yang mempunyai daya maksimum sebesar 1285 kilowatt atau 1722.5 horsepower dengan putaran mesin sebesar 1200 rpm.

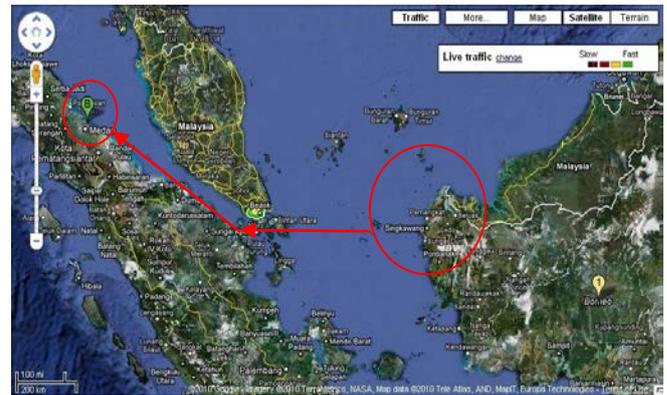
Kata kunci—*self-propelled barge*, tahanan, propeller, Troost Series, daya mesin

I. PENDAHULUAN

Kebutuhan terhadap transportasi laut merupakan suatu hal yang mutlak untuk dilaksanakan. Kebutuhan ini dapat dilihat mulai dari kebutuhan angkut untuk logistik hingga sumber daya alam. Keunggulan menggunakan transportasi laut adalah dapat menampung jumlah muatan yang sangat besar [1]. Oleh karena itu pertimbangan akan efisiensi dan kinerja kapal menjadi suatu kebutuhan.

Dalam perencanaan suatu *floating bodies* seperti *barge*, *tanker*, *semi-submersible*, salah satu faktor yang perlu diperhatikan pada aspek hidrodinamisnya adalah pencapaian efisiensi badan *floating body* (*hull efficiency*), sebesar-besarnya. Hal ini berarti agar dapat diperoleh tahanan total sekecil-kecilnya tetapi juga mempunyai *propulsive efficiency* yang sebesar-besarnya. Sehingga dengan kondisi ini akan diperoleh kebutuhan tenaga mesin induk yang relatif kecil untuk dapat mencapai kecepatan dinas yang dibutuhkan. [2]

Dalam makalah ini akan dibahas bagaimana mengetahui besarnya pengaruh tahanan pada efisiensi sistem propulsi dan daya mesin yang nantinya akan dipasang pada *barge*



Gambar 1. Alur Perairan *Barge* dari Pontianak menuju Belawan

yang semula tanpa mesin dan propeler (semula menggunakan operasi *towing* dengan *tug boat*). *Barge* dalam penelitian ini merupakan *barge* yang didesain secara khusus. Beberapa permintaan *owner* adalah bagaimana *barge* tersebut memiliki efisiensi terhadap performa, waktu dan biaya. Sehingga perlu dilakukan analisis terhadap variasi besarnya putaran dan jumlah daun sehingga nantinya akan diketahui efisiensi dan diameter propeler yang paling efisien. Selain itu diperlukan daya mesin yang nilainya tepat agar dapat mencapai kecepatan dinas *barge*. Melalui penelitian dan analisis pada *barge* ini, diharapkan menjadi acuan dalam kesesuaian desain pada studi kasus serupa.

Barge pada makalah ini adalah *barge* yang digunakan untuk mengangkut *crude palm oil* (CPO), dimana daerah operasinya adalah dari perairan Pontianak menuju Belawan. Operasi tersebut berasal dari kawasan produksi menuju pemasaran. Pusat produksi berasal dari Kalimantan, sedangkan pusat pemasaran berada di Sumatra. Gambar 1 merupakan alur pelayaran *barge* dari Pontianak menuju Belawan. [3]

II. METODOLOGI PENELITIAN

Penelitian yang dijelaskan dalam makalah ini dilakukan dengan studi literatur dan pengumpulan data-data terlebih dahulu. Data *barge* yang dirancang mengacu pada kapal yang telah dirancang oleh PT Citra Mas. Berikut adalah data-data yang digunakan untuk penelitian. Tabel 1 merupakan data umum dari *barge*.

Tabel 1.
Principal dimension dari self-propelled barge

Deskripsi	Nilai	Satuan
Length overall	230	feet
Lebar kapal (B)	70	feet
Tinggi kapal (H)	14	feet
Sarat air (T)	9.845	feet
Kapasitas muatan	3000	MT
Kecepatan dinas (V_s)	10	knots

Tabel 2.
Validasi model barge

Measurement	Value			Selisih (%)
	Data	Model	Unit	
Displacement	3871	3882.49	ton	0.30
Volume	3776.59	3787.79	m ³	0.30
Draft to Baseline	3	3	m	0
Immersed depth	3	3	m	0
Lwl	69.28	69.3	m	0.03
Beam wl	21.35	21.35	m	0.00
WSA	1725.91	1758.01	m ²	1.86
Waterplane area	1422.11	1420.29	m ²	0.13
Cp	0.86	0.862		0.23
Cb	0.85	0.853		0.35
Cm	0.99	0.99		0.00
Cwp	0.96	0.96		0.00
LCB from zero pt	34.859	35.489	m	1.81
LCF from zero pt	34.17	33.509	m	1.93
KB	1.58	1.602	m	1.39
BMt	13.77	13.748	m	0.16
BMI	140.65	139.63	m	0.73
KMt	15.35	15.35	m	0.00
KMI	142.23	141.23	m	0.71
Immersion (TPc)	14.58	14.558	ton/cm	0.15
MTc	78.48	78.218	ton.m	0.33

Setelah itu, dilakukan pemodelan barge menggunakan software MaxsurfPro, kemudian dilakukan validasi model berdasarkan data hidrostatis yang diperoleh. Hasil perbandingan data tersaji dalam Tabel 2.

Hasil validasi menyatakan bahwa model layak untuk dianalisis karena selisih antara data hidrostatis antara model dengan data asli tidak lebih dari 5%. Selanjutnya dilakukan perhitungan tahanan total dengan metode Holtrop menggunakan software MaxsurfPro dan setelah itu hasilnya dibandingkan dengan perhitungan rumus menggunakan metode Guldhammer-Harvald supaya didapatkan nilai valid dengan selisih yang tidak lebih dari 5%.

Hal tersebut sesuai dengan pernyataan Berger bahwa tidak ada perbedaan signifikan dalam ketepatan pada hasil dari perhitungan menggunakan Guldhammer-Harvald (1974) maupun Holtrop-Mennen (1978). [4]

Persamaan tahanan total untuk metode Holtrop adalah sebagai berikut [5] :

$$R_T = R_F(1 + k_1) + R_{APP} + R_W + R_B + R_{TR} + R_A \dots(1)$$

Dimana :

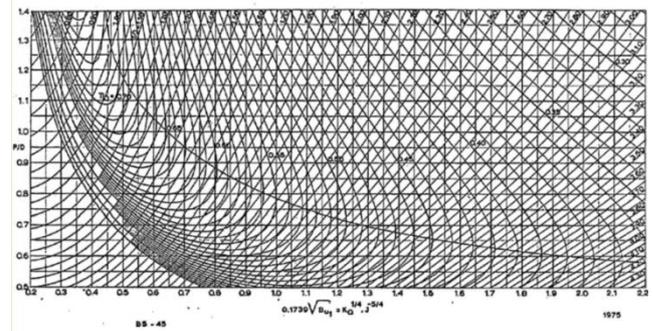
R_F = tahanan gesek berdasarkan ITTC-1957

$1+k_1$ = faktor bentuk yang menggambarkan tahanan viskos dari bentuk lambung dalam hubungannya dengan R_F

R_{APP} = tahanan appendages

R_W = tahanan gelombang

R_B = tahanan tambahan akibat adanya bulbous bow



Gambar 2. Contoh diagram propeler B-Troost series

R_{TR} = tahanan tambahan dari transom stern yang tercelup air

R_A = tahanan korelasi model barge

Persamaan tahanan total untuk metode Guldhammer-Harvald adalah sebagai berikut [6] :

$$R_T = C_T \left(\frac{1}{2} \rho V_S^2 WSA \right) \dots\dots\dots(2)$$

Dimana :

C_T = koefisien tahanan total yang terdiri dari koefisien tahanan gesek C_F , koefisien tahanan sisa C_R , koefisien tahanan tambahan C_A , dan koefisien tahanan udara C_{AA}

ρ = massa jenis air laut, yaitu 1.025 ton/m³

V_S = kecepatan dinas

WSA = wetted surface area, m³

Setelah melakukan perhitungan nilai tahanan barge dengan metode Holtrop dan Guldhammer-Harvald, maka dilakukan perhitungan geometri dan jenis propeler yang optimal beserta daya mesin yang efisien untuk barge. Propeler yang dianalisis adalah propeler tipe B-Troost Series, sedangkan variasi yang dilakukan untuk perencanaan propeler pada kajian ini adalah variasi putaran dan variasi jumlah daun, serta variasi blade area ratio pada tiap-tiap variasi jumlah daun.

Adapun langkah-langkah dalam merancang propeler adalah sebagai berikut:

1. Menentukan diameter propeler yang paling optimum, yaitu sebesar 0.7 T.

2. Menentukan nilai advance velocity, V_a
 $V_a = (1-w) V_s \dots\dots\dots(3)$

3. Menentukan nilai thrust propeller
 $T_f = \frac{R_t}{(1-t)} \dots\dots\dots(4)$

4. Menentukan parameter $Bu-\delta$
 $Bu = \frac{N.U^{0.5}}{V_a^{2.5}} \dots\dots\dots(5)$

5. Pembacaan diagram $Bu-\delta$ (Gambar 1)

6. Menentukan $\left[\frac{P}{D} \right]$ dan η dari pembacaan diagram $Bu-\delta$
 Nilai Bu harus dikonversikan ke dalam bentuk $0.1739 \sqrt{Bu}$ agar bisa dipakai dalam sumbu x pada diagram $Bu-\delta$ seperti contoh pada Gambar 2. Setelah itu, nilai $0.1739 \sqrt{Bu}$ pada sumbu x tersebut ditarik garis ke atas hingga memotong maximum efficiency line. Dari titik potong itu ditarik garis sehingga didapatkan nilai pitch ratio $\left[\frac{P}{D} \right]$ dan efisiensi η .

Berikut ini adalah langkah-langkah dalam pemeriksaan kavitasi:

1. Menentukan letak *water head* pada sumbu propeler.

$$h_w = T - (h + l) \dots\dots\dots(6)$$

dimana:

- T = sarat *barge* (m)
- h = tinggi sumbu poros propeler dari *base line* sebesar 0.35 T (m)
- l = tinggi gelombang sebesar 0.75% Lpp (m)

2. Menghitung tekanan hidrostatik pada sumbu poros

$$P = \rho g h_w \dots\dots\dots(7)$$

3. Menghitung tekanan statis pada sumbu poros propeler

$$(P_{o\sim e}) = P + P_{atm} \sim P_{vap} \dots\dots\dots(8)$$

dimana:

- Tekanan atmosfer (P_{atm}) = 101000 N/m²
- Tekanan uap air (P_{vap}) = 3000 N/m²
- Percepatan gravitasi (g) = 9.82 m/s²

4. Menentukan bilangan kavitasi

$$\sigma = \frac{(P_{o\sim e})}{\frac{1}{2} \rho V a^2} \dots\dots\dots(9)$$

dimana:

ρ = berat jenis air laut, dalam kg s²/m⁴

5. Dari diagram bilangan Kavitasi pada Gambar 3, didapat nilai τ_c sebesar: [7]

$$\tau_c = \frac{Tf/Fp}{(P_{o\sim e})} \dots\dots\dots(10)$$

dimana:

- F_p = *Projected area* dari propeler, m²
- T_f = *Thrust* propeler

Sehingga harga luas *projected* daun propeler F_p dapat ditentukan. Ini berarti bahwa propeler yang kita rencanakan agar tidak mengalami kavitasi harus mempunyai besaran optimal harga luas *projected* pada rentang F_p maksimum dan F_p minimum.

Sehingga:

$$F_p = \frac{T_f}{(P_{o\sim e}) \tau_c} \dots\dots\dots(11)$$

7. Sedangkan *projected area* maksimum yang dapat ditoleransi adalah:

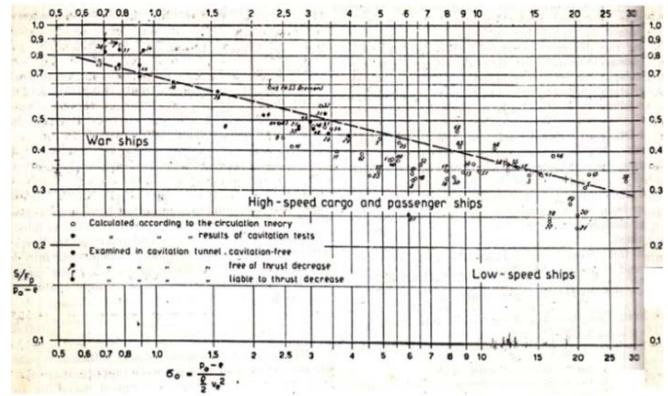
$$Tf/Fp = 1.84 (P_{o\sim e})^{0.75} Va^{0.5} \dots\dots\dots(12)$$

8. Batas *projected area* terhadap kavitasi:

$$F_p \text{ minimum} < F_p' < F_p \text{ maksimum}$$

dimana:

$$F_p' = \frac{Fa}{F} \cdot \frac{\pi D^2}{4} (1.067 - 0.229 P/D) \dots\dots(13)$$



Gambar 3. Diagram bilangan kavitasi

Beberapa parameter yang dibutuhkan dalam menghitung daya mesin induk *barge* adalah sebagai berikut:

1. Efisiensi propeler, η_o
 Nilai efisiensi ini diambil dari nilai efisiensi terbesar untuk propeler yang tidak mengalami kavitasi.
2. Efisiensi relatif rotatif, η_{rr}
 Nilai η_{rr} untuk *single screw ship* berkisar antara 1.0 – 1.1, sedangkan untuk *twin screw ship* besarnya berkisar antara 0.95 – 1.0. [8]
3. Efisiensi lambung *barge*, η_H

$$\eta_H = (1 - t) / (1 - w) \dots\dots\dots(14)$$
 Dimana t adalah *thrust deduction fraction*, sedangkan w adalah *wake friction* atau arus ikut.
4. Koefisien propulsif (P_c)

$$P_c = \eta_o \times \eta_{rr} \times \eta_H \dots\dots\dots(15)$$
5. Daya efektif kapal (EHP)
 Daya efektif kapal (EHP) adalah daya yang diperlukan untuk menarik kapal tanpa sistem propulsi dengan kecepatan sebesar V_s dan tahanan sebesar R_t .

$$EHP = R_t \times V_s \dots\dots\dots(16)$$
6. Daya Dorong Propeler (THP)

$$THP = T_f \times V_a \dots\dots\dots(17)$$
7. Daya pada Tabung Poros Buritan Propeler (DHP)
 DHP adalah daya yang diserap oleh propeller dari sistem perporosan atau daya yang dihantarkan oleh sistem perporosan ke propeller untuk diubah menjadi daya dorong (*thrust*).

$$DHP = EHP / P_c \dots\dots\dots(18)$$
8. Daya Mesin Induk (BHP)
 Untuk mencapai putaran mesin sebesar putaran propeler yang sesuai, dibutuhkan suatu *reduction gears* dengan efisiensi mekanis sebesar η_G .

$$BHP = DHP / \eta_G \dots\dots\dots(19)$$
 Daya tersebut adalah daya keluaran pada pelayaran normal, dimana besarnya 85-90% dari daya keluaran pada kondisi maksimum.
 sehingga besarnya daya keluaran pada kondisi maksimum ($MCR = \text{Maximum Continues Rating}$) adalah:

$$BHP_{MCR} = BHP / \text{engine margin} \dots\dots\dots(20)$$

Tabel 3.
Perbandingan nilai tahanan hasil perhitungan *software* dengan metode rumus

Speed (knots)	Holtrop Resistance (kN)	Formula Resistance (kN)
4.64	25.31	23.50
4.78	26.72	24.94
4.91	28.16	26.31
5.05	29.63	27.83
5.19	31.14	29.40
5.33	32.67	31.01
5.46	34.25	32.54
5.6	35.85	34.23
5.74	37.48	35.96
5.88	39.15	37.73
6.01	40.85	39.42
6.15	42.57	41.28
6.29	44.33	43.18
6.43	46.13	45.12
6.56	47.95	46.97
6.7	49.8	48.99
6.84	51.69	51.06
6.98	53.6	53.17
7.11	55.55	55.17
7.25	57.53	57.37
7.39	59.54	59.60
7.53	61.59	61.88
7.66	63.67	64.04
7.8	65.79	66.40
7.94	67.94	68.80
8.08	70.13	71.25
8.21	72.36	73.56
8.35	74.63	76.09
8.49	76.94	78.67
8.63	79.29	81.28
8.76	81.7	83.75
8.9	84.15	86.45
9.04	86.65	89.19
9.18	89.21	91.97
9.31	91.83	94.60
9.45	94.5	97.46
9.59	97.25	100.37
9.72	100.06	103.11
9.86	102.95	106.10
10	105.91	109.14

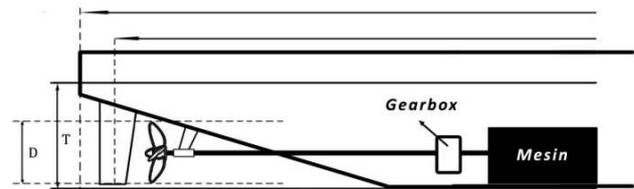
III. HASIL DAN DISKUSI

Dalam Tabel 3 berikut ditampilkan hasil analisis perhitungan nilai tahanan yang didapat menggunakan dua metode, yaitu Holtrop (*software*) dan Guldhammer-Harvald (*formula*).

Perhitungan tersebut menunjukkan bahwa selisih nilai tahanan total antara keduanya adalah 2.96%.

Selanjutnya dilakukan perencanaan propeler dengan variasi terhadap putaran dan jumlah daun. Berikut ini adalah propeler *Troost series* yang dianalisis:

- B3-35, B3-50, B3-65, B3-80
- B4-40, B4-55, B4-70, B4-85, B4-100
- B5-45, B5-60, B5-75, B5-90, B5-105
- B6-50, B6-65, B6-80, B6-95



Gambar 4. Sketsa penempatan propeler pada *barge*

Tabel 4.
Hasil perencanaan propeler dan pemeriksaan kavitasi dari variasi yang telah dilakukan

Tipe	Fa/F	P/D	η	Fp (ft ²)	Kavitasi
B3-50	0.5	0.578	0.418	17.421	AMAN
B3-65	0.65	0.620	0.401	22.418	AMAN
B4-40	0.4	0.591	0.421	13.894	AMAN
B4-55	0.55	0.602	0.406	19.054	AMAN
B5-45	0.45	0.620	0.412	15.518	AMAN
B5-60	0.6	0.625	0.412	20.668	AMAN
B6-50	0.5	0.651	0.404	17.110	AMAN
B6-65	0.65	0.643	0.405	22.286	AMAN

Dari perhitungan, diambil nilai diameter propeler yang paling optimal yaitu sebesar 0.7 dari sarat *T*, yaitu 6.89 feet atau 2.1 meter, dengan *advance velocity* (*Va*) sebesar 6.25 knot. Arus ikut (*w*) mempunyai nilai 0.38, dihitung berdasarkan besarnya koefisien blok dari badan *barge* yang tercelup. Gaya dorong propeler bernilai 147.98 kN, didapatkan dengan memperhitungkan besarnya nilai tahanan dan nilai *thrust deduction fraction* (*t*).

Pada pemeriksaan kavitasi, telah diperhitungkan bahwa *projected area* (*Fp*) propeler yang aman terhadap kavitasi berada pada rentang nilai antara 13.285 ft² dan 23.686 ft².

Dengan memperhatikan rencana mesin dan pemilihan *gearbox* yang sesuai, maka dipilih tipe propeler yang mempunyai putaran sebesar 400 RPM. Pemilihan tersebut disebabkan oleh rencana mesin yang dipilih memiliki putaran yang berada pada kisaran 1200 RPM. Dengan begitu, dapat dipilih rasio *gearbox* yang mudah dipilih di pasaran.

Pada Tabel 4 ditampilkan hasil perhitungan propeler dengan variasi putaran dan jumlah daun.

Dari hasil perencanaan propeler, terdapat delapan propeler pada putaran 400 RPM yang aman terhadap kavitasi, sehingga dipilih satu propeler dengan efisiensi tertinggi, yaitu propeler tipe B4-40 dengan efisiensi 0.421.

Dengan efisiensi propeler (η_o) tersebut, dapat diperhitungkan nilai koefisien propulsif (P_c) yaitu 0.554. Nilai koefisien tersebut juga dipengaruhi oleh efisiensi relatif rotatif (η_r) dan efisiensi lambung (η_H) yang didapat dari perhitungan antara *wake fraction* (*w*) dan *thrust deduction fraction* (*t*).

Berdasarkan prediksi nilai tahanan, daya efektif (*EHP*) yang dibutuhkan oleh *self-propelled barge* adalah sebesar 752.35 HP, dengan daya dorong propeler (*THP*) sebesar 637.59 HP. Sedangkan besarnya daya yang dihantarkan oleh sistem perporosan ke propeler (*DHP*) untuk diubah menjadi daya dorong adalah 1376.78 HP. Karena kamar mesin pada perencanaan ini terletak di bagian belakang kapal, maka besarnya daya poros propeler (*SHP*) adalah 1408.88 HP. Dengan perhitungan daya-daya tersebut di atas ditambah dengan adanya *gearbox*, maka *self-propelled barge* ini membutuhkan daya mesin (*BHP*) pada kondisi normal sebesar 1419.07 HP, sedangkan pada kondisi maksimum dengan *engine margin* sebesar 15%, maka besarnya daya

Tabel 5.
Spesifikasi mesin yang dipilih

Jenis	Caterpillar
Tipe	Marine 3516B
Daya maksimum	1285 kW (1722.5 HP)
Jumlah silinder	16
Bore	170 mm
Stroke	190 mm
Putaran mesin	1200 RPM
Panjang	2786.7 mm
Lebar	1735.6 mm
Tinggi	1863.7 mm
Berat	9453 kg

mesin (BHP_{MCR}) yang dibutuhkan adalah sebesar 1669.5 HP.

Selanjutnya dilakukan pemilihan mesin dengan daya maksimum yang nilainya lebih dari nilai BHP_{MCR} , tetapi tetap efisien dalam penggunaannya. Mesin yang dipilih ditunjukkan dalam Tabel 5.

Dengan nilai putaran mesin sebesar 1200 RPM, maka di antara mesin dan propeler dibutuhkan suatu *reduction gear* untuk mengatasi perbedaan putaran antara mesin dengan propeler. Sehingga melalui suatu perhitungan, *gearbox* yang dipilih adalah tipe *Twin Disc® Marine Transmission MGX-5506* dengan *reduction ratio* sebesar 2.98 : 1 dan nilai efisiensi mekanis sebesar 99%.

IV. KESIMPULAN/RINGKASAN

Self-propelled barge pada kasus ini mempunyai nilai *Froude number* sebesar 0.197. Besarnya nilai tahanan total *barge* pada kecepatan 10 knots yang dihitung menggunakan metode Holtrop adalah 105.91 kN. Tahanan Holtrop tersebut memperhitungkan tahanan gesek, tahanan gelombang, tahanan *appendages*, tahanan tambahan akibat *transom stern* yang tercelup, dan tahanan korelasi model *barge*. Pada metode Holtrop, tahanan udara diabaikan karena dianggap kecil. Sedangkan pada perhitungan tahanan menggunakan metode Guldhammer-Harvald, besarnya nilai tahanan yang didapat adalah 109.14 *kilonewton*. Tahanan tersebut memperhitungkan besarnya tahanan gesek dan tahanan sisa, tahanan *appendages*, tahanan tambahan, dan tahanan udara.

Dengan mempertimbangkan nilai tahanan tersebut, maka propeler yang dipilih adalah jenis *Troost series* berdaun empat tipe B4-40, dengan nilai efisiensi 0.421, diameter 2.1 m, *pitch ratio* 0.591, dan putaran sebesar 400 *rpm*.

Dari jenis dan geometri propeler yang telah direncanakan, nilai efisiensinya dipakai untuk menentukan besarnya daya dorong propeler serta daya mesin yang dibutuhkan *barge* untuk dapat melaju sesuai kecepatan dinas yang dibutuhkan. Daya mesin yang dibutuhkan *barge* untuk melaju pada kondisi normal adalah sebesar 1419.07 HP, sedangkan pada kondisi maksimum diperlukan daya mesin sebesar 1669.5 HP. Pemilihan mesin dilakukan dengan cara mempertimbangkan nilai daya mesin pada kondisi maksimum. Hal ini berarti bahwa mesin yang dipilih harus mempunyai daya yang lebih besar dari nilai BHP_{MCR} sebesar 1669.5 HP. Sehingga dipilih tipe mesin *Caterpillar Marine 3561B*, dengan daya maksimum sebesar 1722.5 HP, dan putaran sebesar 1200 RPM. Pemilihan tersebut hanya berdasarkan pada penggunaan daya mesin yang mencukupi kebutuhan namun juga tidak terlampau besar. Di samping

itu, pemilihan mesin pada kajian ini juga mengesampingkan faktor ekonomis.

UCAPAN TERIMA KASIH

Penulis mengucapkan terima kasih kepada Prof. Ir. Eko Budi Djatmiko, M.Sc., Ph.D dan Ir. Mas Murtedjo, M.Eng atas bimbingan dan penuliran ilmu-ilmunya dalam pengerjaan tugas akhir ini, serta kepada PT CITRA MAS selaku perusahaan yang telah menyediakan data lengkap untuk melakukan penelitian ini. Terima kasih juga penulis sampaikan kepada Dr.Eng Kriyo Sambodho, S.T., M.Eng sebagai kepala laboratorium Operasional Riset dan Perancangan yang telah menyediakan tempat untuk melakukan penelitian.

DAFTAR PUSTAKA

- [1] W. Herucakra, "Analisa Kekuatan Memanjang Double Hull *Barge* Pengaruh Gerakan Heaving-Pitching Coupled pada Operasi Towing", *Tugas Akhir S1*, Jurusan Teknik Kelautan ITS, (2011).
- [2] M. Murtedjo, "Tahanan dan Sistem Propulsi", Surabaya, (2002).
- [3] N. Anugrah, "Analisa Stabilitas Dinamis Ecogreen *Barge* pada Operasi Towing", *Tugas Akhir S1*, Jurusan Teknik Kelautan, (2012).
- [4] F.H. Todd, *Principles of Naval Architecture*, Vol. II, Chapter V, Published by The Society of Naval Architecture and Marine Engineers, New York, (1977).
- [5] J. Holtrop and G.G.J. Mennen, "An Approximate Power Prediction Method," *presented at the International Shipbuilding Progress*, Vol. 29, No. 335, July 1982.
- [6] S.A. Harvald, *Resistance and Propulsion of Ship*, A Wiley-Interscience Publication, (1983).
- [7] W.P.A. Van Lammeren, *Resistance, Propulsion and Steering of Ship*, the Technical Publishing Company H. Stam-Haarlem, Holland, (1984).
- [8] F.H.Todd, *Principles of Naval Architecture*, Vol. II, Chapter VI, Published by The Society of Naval Architecture and Marine Engineers, New York, (1977).