

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA  
CENTRO TECNOLÓGICO DE JOINVILLE  
ENGENHARIA NAVAL

BETHINA LUIZA REBELO HOFFMANN

ESTUDO PARA MELHORIA DO DESEMPENHO PROPULSIVO DE UMA  
EMBARCAÇÃO PESQUEIRA DE ARRASTO

Joinville  
2017

BETHINA LUIZA REBELO HOFFMANN

ESTUDO PARA MELHORIA DO DESEMPENHO PROPULSIVO DE UMA  
EMBARCAÇÃO PESQUEIRA DE ARRASTO

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado ao curso de graduação em Engenharia Naval, da Universidade Federal de Santa Catarina, Campus Joinville, como requisito parcial para a obtenção do título de Bacharel.

Orientador: Dr. Eng. Thiago Pontin Tancredi

Joinville  
2017

BETHINA LUIZA REBELO HOFFMANN

ESTUDO PARA MELHORIA DO DESEMPENHO PROPULSIVO DE UMA  
EMBARCAÇÃO PESQUEIRA DE ARRASTO

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado ao curso de graduação em Engenharia Naval, da Universidade Federal de Santa Catarina, Campus Joinville, como requisito parcial para a obtenção do título de Bacharel.

Joinville, 29 de Novembro de 2017.

BANCA EXAMINADORA

---

Dr. Eng. Bernardo Luis Rodrigues de Andrade  
Universidade de São Paulo

---

Dr. Eng. Luiz Eduardo Bueno Minioli  
Universidade Federal de Santa Catarina

---

Dr. Eng. Thiago Pontin Tancredi  
Universidade Federal de Santa Catarina

## **AGRADECIMENTOS**

Primeiramente agradeço aos meus pais por me propiciarem o benefício da educação e por me instigarem a buscar conhecimento. Além deles, ressalto de maneira geral toda a minha família e amigos que me apoiaram e me acudiram não só durante o decorrer deste trabalho, mas, principalmente, durante toda a minha vida.

Ao meu supervisor de estágio André Pimentel por ter me transmitido o seu vasto conhecimento, além de não ter medido esforços para me ajudar. As primeiras dicas de Engenharia Naval serão guardadas com muito carinho.

Agradeço ao meu avô, pelo privilégio de compartilhar comigo a sua grandiosa experiência na área naval, além de ter me propiciado diversas ferramentas para desenvolver o meu estudo.

Ao meu pai por ter me inspirado o tema deste trabalho e por confiar a mim a responsabilidade de encarar os seus problemas do dia-a-dia, além de ter me fornecido informações valiosas que enaltecem o trabalho.

Ao meu orientador, Prof. Thiago Pontin Tancredi, por todos os ensinamentos e conselhos concedidos durante a execução deste estudo e principalmente, por ter contribuído para o meu crescimento pessoal e profissional durante a minha vida acadêmica.

## RESUMO

A atividade pesqueira no Brasil dispõe de diversos recursos para alavancar o setor. Todavia, sofre com a falta de subsídios do governo, com a defasagem tecnológica das embarcações e com os altos investimentos exigidos para um armador. Em relação a problemática financeira, o custo operacional principalmente no que se refere ao combustível, muitas vezes excede o próprio lucro do investidor, o que estagna o crescimento do setor. Do ponto de vista da engenharia, há possibilidade de diminuição dos gastos de combustível a partir de modificações no projeto do sistema propulsivo da embarcação. Embora a seleção adequada dos elementos propulsivos esteja diretamente relacionada com a eficiência energética da embarcação, no Brasil esse processo ainda guarda muito empirismo e até certa mística. Sendo assim, o objetivo principal deste trabalho consiste no redimensionamento da instalação propulsora de uma embarcação pesqueira de arrasto através do processo de integração casco-hélice-motor e no monitoramento das variáveis que interferem no desempenho do sistema propulsivo, como temperatura, rotação e velocidade de operação. O estudo de caso foi realizado com uma embarcação de 59 pés do município de Itajaí através da coleta de dados e informações relativas ao seu desempenho, por meio do consentimento do armador. Com o estudo foram verificados possíveis aspectos que podem estar contribuindo para a perda de eficiência do sistema propulsivo, além disso, medidas sugestivas foram apresentadas para a melhoria da eficiência energética.

Palavras-chave: Embarcação pesqueira. Eficiência energética. Sistema propulsivo. Combustível. Projeto

## **ABSTRACT**

*The fishing activity in Brazil has several resources to leverage the sector. However, it suffers from the lack of subsidies from the government, the technological shortage of vessels and the high investments required for a shipowner. Regarding financial problems, the operational cost, especially with regard to fuel, often exceeds the investor's own profit, which stagnates the growth of the sector. From the engineering point of view, there is a possibility of a reduction of fuel expenses due to changes in the design of the propulsive system of the vessel. Although the proper selection of the propulsive elements is directly related to the energy efficiency of the vessel, in Brazil this process still retains much empiricism and even a certain mystique. Therefore, the main objective of this work is to resize the propulsion system of a trawling vessel through the hull-propeller-motor integration process and to monitor the variables that interfere in the performance of the propulsive system, such as temperature, rotation speed and speed of the operation. The case study was carried out with a 59-foot vessel from the municipality of Itajaí through the collection of data and information related to its performance, through the consent of the owner. The study verified possible aspects that may be contributing to the loss of efficiency of the propulsive system, in addition, suggestive measures were presented to improve energy efficiency.*

*Palavras-chave: Fishing vessel. Energy efficiency. Propulsive System. Fuel. Project*

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Representatividade da média anual das despesas do armador .....	12
Figura 2 - Representatividade das despesas anuais do armador .....	13
Figura 3 - Configuração do arrasto de popa e de través .....	16
Figura 4 - Decomposição da Resistência em efeitos viscosos e potenciais .....	17
Figura 5 - Decomposição da Resistência Total em Resistência Residual e Friccional .....	17
Figura 6 - Transmissão da energia propulsiva .....	21
Figura 7 - Geometria do hélice .....	22
Figura 8 - Sistema de propulsão com hélice entubado .....	24
Figura 9 - Diagrama $K_t, K_q \times J$ .....	26
Figura 10 - Polinômios para obtenção dos coeficientes da série $K_a$ .....	27
Figura 11 - Diagrama de carga do motor .....	28
Figura 12 - Metodologia do trabalho proposto .....	34
Figura 13 - Embarcação pesqueira em estudo .....	36
Figura 14 - Hélice da embarcação .....	38
Figura 15 - Eixo propulsivo da embarcação .....	39
Figura 16 - Tangones Laterais .....	40
Figura 17 - Perspectiva do plano de balizas .....	41
Figura 18 - Casco final modelado .....	42
Figura 19 - Gráfico da potência instalada do motor em função da velocidade de serviço gerada pelo PropExpert .....	49
Figura 20 - Dados de entrada e saída .....	52
Figura 21 - Esquema do procedimento de entrada de dados para a otimização ....	53
Figura 22 - Fluxograma da medição de temperatura .....	55
Figura 23 - Planta da praça de máquinas .....	56
Figura 24 - Sala de máquinas da embarcação de 59 pés .....	56
Figura 25 - Entradas de ar da embarcação .....	57
Figura 26 - Saídas de ar da sala de máquinas .....	58
Figura 27 - Sistema de referências das posições do centro de gravidade conforme o projeto .....	61
Figura 28 - Curva de estabilidade estática das 4 condições de carregamento .....	65
Figura 29 - Comparativo da resistência ao avanço em função de diferentes velocidades conforme os métodos de análise .....	69
Figura 30 - Gráfico das médias de temperatura em função da rotação .....	73
Figura 31 - Perfil de missão da embarcação .....	76
Figura 32 - Gráfico da atividade de arrasto em função do período .....	76

Figura 33 - Gráfico da eficiência do propulsor em arrasto em função da variação do número de pás .....	79
Figura 34 - Gráfico da eficiência do propulsor em cruzeiro em função da variação do número de pás .....	80
Figura 35 - Identificação dos espaços disponíveis para uma nova entrada de ar ...	81
Figura 36 - Área externa da tubulação de entrada de ar .....	82
Figura 37 - Comparativo da média ponderada de eficiência do sistema propulsivo das 18 condições de análises e do hélice atual .....	83



## LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Limites da série de Ridgeley-Nevvit .....	19
Tabela 2 - Restrições do Método de Van Oortmerssen .....	20
Tabela 3 - Especificações dos principais modelos de tubeiras .....	25
Tabela 4 - Relação das principais características geométricas .....	37
Tabela 5 - Descrição do sistema propulsivo .....	37
Tabela 6 - Descrição do Propulsor .....	38
Tabela 7 - Detalhamento dos Equipamentos de Pesca .....	39
Tabela 8 - Condições de Carregamento .....	43
Tabela 9 - Características principais da condição de projeto .....	46
Tabela 10 - Parâmetros de entrada .....	48
Tabela 11 - Coeficientes relacionados ao processo de integração casco-hélice-motor estimados pelo programa .....	49
Tabela 12 - Descrição da Máquina Principal .....	50
Tabela 13 - Especificações do propulsor .....	51
Tabela 14 - Descrição da Condição de Carregamento I .....	61
Tabela 15 - Descrição da Condição de Carregamento II .....	62
Tabela 16 - Descrição da Condição de Carregamento III .....	63
Tabela 17 - Descrição da Condição de Carregamento IV .....	64
Tabela 18 - Verificação dos critérios de estabilidade .....	65
Tabela 19 - Comparação entre os braços de endireitamento provenientes do programa computacional e do memorial de projeto da embarcação .....	66
Tabela 20 - Comparativo entre os principais resultados de Resistência ao avanço provenientes das diferentes abordagens .....	67
Tabela 21 - Comparação dos limites da Série de Ridgeley-Nevvit com a embarcação de projeto .....	67
Tabela 22 - Comparação dos limites do Método de Oortmerssen com a embarcação de projeto .....	68
Tabela 23 - Comparativo da resistência ao avanço em função da velocidade para os diferentes métodos de estudo .....	69
Tabela 24 - Resultados do propulsor atual .....	71
Tabela 25 - Média dos parâmetros monitorados .....	72
Tabela 26 - Verificação da temperatura conforme os padrões do fabricante .....	74
Tabela 27 - Comparação das áreas de ventilação da casa de máquinas .....	75
Tabela 28 - Perfil de missão da embarcação .....	77
Tabela 29 - Resultados das análises de otimização do propulsor .....	78
Tabela 30 - Verificação da área de entrada de ar disponível .....	82

## LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

AB	Arqueação Bruta
BAR	Blade Area Ratio
FAO	Organização das Nações Unidas para Fome e Agricultura
ITTC	International Towing Tank Conference
M.C.A.	Motor de Combustão Auxiliar
M.C.P.	Motor de Combustão Principal
MEC	Ministério da Educação
NORMAM	Normas da Autoridade Marítima

## LISTA DE SÍMBOLOS

AE/A0	Razão entre a área da pá e área do disco
B	Boca
Cb	Coeficiente de Bloco
CM	Coeficiente de Seção Mesta
CP	Coeficiente Prismático
CWP	Coeficiente de Área de Flutuação
Cr	Coeficiente de Resistência Residual
Ct	Coeficiente de Resistência Total
BHP	Potência total instalada da máquina principal
Va	Velocidade de avanço
J	Coeficiente de avanço
KQ	Coeficiente de Torque
Kt	Coeficiente de Empuxo
T	Empuxo
Rt	Resistência total ao avanço
t	Coeficiente de redução de força propulsora
w	Coeficiente de e esteira
EHP	Potência Efetiva
L	Comprimento Total
LWL	Comprimento de linha d'água
LPP	Comprimento entre perpendiculares
$\nabla$	Volume
$\Delta$	Deslocamento
$\eta_H$	Eficiência do casco nú
$\eta$	Eficiência de águas abertas
$\eta_D$	Eficiência propulsiva

$\eta_{RR}$	Eficiência rotativa relativa
$\eta_t$	Eficiência de transmissão
$\lambda$	Relação de Redução da caixa propulsora
Z	Número de pás

## SUMÁRIO

1	<b>INTRODUÇÃO</b>	11
1.1	OBJETIVOS	13
1.2	ORGANIZAÇÃO DO RELATÓRIO	14
2	<b>FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA</b>	15
2.1	EMBARCAÇÕES DE PESCA	15
2.1.1	<b>Embarcações de arrasto</b>	15
2.2	DIMENSIONAMENTO DO SISTEMA PROPULSIVO	16
2.3	RESISTÊNCIA AO AVANÇO	16
2.3.1	<b>Série Sistemática Ridgeley-Nevvit</b>	18
2.3.2	<b>Método de Helmore e Swain (2010)</b>	19
2.3.3	<b>Método de Van Oortmerssen</b>	19
2.4	POTÊNCIA EFETIVA	20
2.5	INSTALAÇÃO PROPULSORA	20
2.5.1	<b>Hélice</b>	21
2.5.1.1	Razão de Áreas ( $A_E/A_0$ )	22
2.5.1.2	Diâmetro	23
2.5.1.3	Passo	23
2.5.1.4	Número de pás	24
2.5.1.5	Rotação	24
2.5.1.6	Hélices Entubados	24
2.5.1.7	Diagramas de desempenho	25
2.5.1.8	Séries sistemáticas de hélices	26
2.5.1.9	Série Ka	27
2.5.2	<b>Motor Principal</b>	27
2.5.3	<b>Sistema de transmissão</b>	29
2.6	PROCESSO DE INTEGRAÇÃO CASCO-HÉLICE-MOTOR	29
2.6.1	<b>Integração casco-hélice</b>	30
2.6.2	<b>Integração motor-hélice</b>	31
3	<b>METODOLOGIA</b>	33
4	<b>DESENVOLVIMENTO</b>	35
4.1	DESCRIÇÃO DA EMBARCAÇÃO EM ANÁLISE	35
4.1.1	<b>CARACTERÍSTICAS GERAIS</b>	35
4.1.2	<b>Características geométricas</b>	36
4.1.3	<b>SISTEMA PROPULSIVO</b>	37
4.1.3.1	Motor	37
4.1.3.2	Hélice	37

4.1.4	<b>Eixo de transmissão</b>	38
4.1.5	<b>EQUIPAMENTOS DE PESCA</b>	39
4.2	MODELAGEM DO CASCO	40
4.3	ANÁLISE DE ESTABILIDADE	42
4.3.1	<b>PESOS E CENTROS</b>	43
4.3.2	<b>EFEITO DE SUPERFÍCIE LIVRE</b>	44
4.3.3	<b>CURVA DE ESTABILIDADE ESTÁTICA</b>	44
4.3.4	<b>Verificação dos critérios de estabilidade</b>	45
4.4	CONDIÇÃO DE PROJETO	45
4.5	RESISTÊNCIA A AVANÇO	46
4.6	ANÁLISE DA EFICIÊNCIA ATUAL DO PROPULSOR	47
4.6.1	<b>Dados Gerais de projeto</b>	47
4.6.2	<b>Detalhamento da Máquina Principal</b>	50
4.6.3	<b>Detalhamento do Propulsor</b>	50
4.6.4	<b>Resultados do programa</b>	51
4.7	OTIMIZAÇÃO DO PROPULSOR	51
4.8	ANÁLISE DAS VARIÁVEIS DE DESEMPENHO DO SISTEMA PROPULSIVO	54
4.8.1	<b>Temperatura interna e externa à sala de máquinas</b>	54
4.8.2	<b>Ventilação da sala de máquinas</b>	55
4.8.3	<b>Rotação</b>	58
4.8.4	<b>Velocidade</b>	58
4.9	PERFIL DE MISSÃO DA EMBARCAÇÃO	59
5	<b>RESULTADOS</b>	60
5.1	ANÁLISE DE ESTABILIDADE	60
5.1.1	<b>Pesos e Centros</b>	60
5.1.1.1	Condição de Carregamento I	61
5.1.1.2	Condição de Carregamento II	62
5.1.2	<b>Condição de Carregamento III</b>	62
5.1.3	<b>Condição de Carregamento IV</b>	63
5.1.4	<b>Verificação dos critérios de estabilidade</b>	64
5.2	RESISTÊNCIA AO AVANÇO NA VELOCIDADE DE SERVIÇO	66
5.3	AVALIAÇÃO DOS RESULTADOS DE RESISTÊNCIA AO AVANÇO	67
5.4	ANÁLISE DA EFICIÊNCIA ATUAL DO PROPULSOR	71
5.5	ANÁLISE DAS VARIÁVEIS DE DESEMPENHO DO SISTEMA PROPULSIVO	71
5.5.1	<b>Monitoramento das variáveis intrínsecas ao desempenho do sistema propulsivo</b>	71

5.5.2	<b>Ventilação da sala de máquinas</b>	75
5.6	<b>PERFIL DE MISSÃO DA EMBARCAÇÃO</b>	75
5.6.1	<b>OTIMIZAÇÃO DO PROPULSOR</b>	77
5.7	<b>MEDIDAS SUGERIDAS PARA O AUMENTO DA EFICIÊNCIA DA EMBARCAÇÃO</b>	80
5.7.1	<b>Ventilação da sala de máquinas</b>	81
5.7.2	<b>Modificação do propulsor</b>	83
6	<b>CONCLUSÃO</b>	85
6.1	<b>SUGESTÃO PARA TRABALHOS FUTUROS</b>	85
	<b>REFERÊNCIAS</b>	87
	<b>APÊNDICE A - RESULTADOS HIDROSTÁTICOS E DE ESTABILIDADE DAS CONDIÇÕES DE CARREGAMENTO</b>	89
	<b>APÊNDICE B — REGISTROS DA MEDIÇÃO DE TEMPERATURA E ROTAÇÃO</b>	101
	<b>APÊNDICE C — RESULTADOS DO PROCESSO DE OTIMIZAÇÃO DO PROPULSOR</b>	103
	<b>ANEXO A — MÉTODO DE RIDGELEY-NEVVIT (1956, 1963 E 1967)</b>	121
	<b>ANEXO B — MÉTODO DE VAN OORTMERSSEN (1971)</b>	123
	<b>ANEXO C — COEFICIENTES DO POLINÔMIO DE REGRESSÃO DA SÉRIE KAPLAN</b>	124
	<b>ANEXO D — CÁLCULO DO MOMENTO DO EFEITO DE SUPERFÍCIE LIVRE</b>	126
	<b>ANEXO E — ESPECIFICAÇÕES DE TEMPERATURA DA SALA DE MÁQUINAS CONFORME O FABRICANTE CUMMINS</b>	127

## 1 INTRODUÇÃO

O Brasil contém diversos atributos para o desenvolvimento da pesca extrativista marinha, tais como a extensa costa litorânea, o clima favorável e a mão de obra relativamente barata. De acordo com o Boletim Estatístico da Pesca e Aquicultura de 2011, a captura extrativa marinha (peixes, moluscos e crustáceos) atingiu 553 mil toneladas, quase 40% da produção total de pescados no País em 2011. (BRASIL, 2014).

Entretanto, para que a produção nacional cresça significativamente, primeiramente é preciso enfrentar algumas questões, tais como o alto custo da produção e a modernização dos recursos empregados na atividade. Segundo Oliveira (p. 5, 2009): "As embarcações de pesca têm um papel fundamental na cadeia produtiva, sobretudo no que se refere aos custos da captura, econômicos e ambientais".

A parcela referente ao dispêndio de combustível destaca-se entre os gastos de operação, não somente em aspectos financeiros, mas em questões de desempenho energético. Assim, para tornar rentável a atividade pesqueira, deve-se haver uma redução dos custos operacionais.

Nesse sentido, o Governo Federal criou o programa de Subvenção Econômica do Óleo Diesel, que proporciona a aquisição do combustível com preço reduzido. (BRASIL, 2012). O pagamento do auxílio pecuniário baseia-se no consumo médio anual da embarcação. Porém, tratando-se de política pública, muitas vezes a verba não é disponibilizada. Além disso, os armadores reclamam da falta de acessibilidade ao detalhamento do cálculo, com base na discrepância dos valores do subsídio calculados para embarcações semelhantes.

Por outro lado, em geral, a frota de embarcações pesqueiras não se renovou ao longo dos anos, devido aos altos investimentos necessários para a aquisição dos recursos tecnológicos, estando limitada a paradigmas superados de projeto. (BRASIL, 2014). Em relação às modalidades de pesca, o arrasto se destaca na demanda de combustível, já que a operação é realizada de maneira motorizada e portanto, exige maior potência instalada do motor. (AZEVEDO, 2013). Mesmo ao realizar a atividade em baixas velocidades, o dimensionamento do sistema propulsivo deve levar em conta a resistência ao avanço induzida pelos equipamentos de pesca, bem como os fatores externos, dentre eles os ventos e a correnteza, que exigem ainda mais potência do motor.

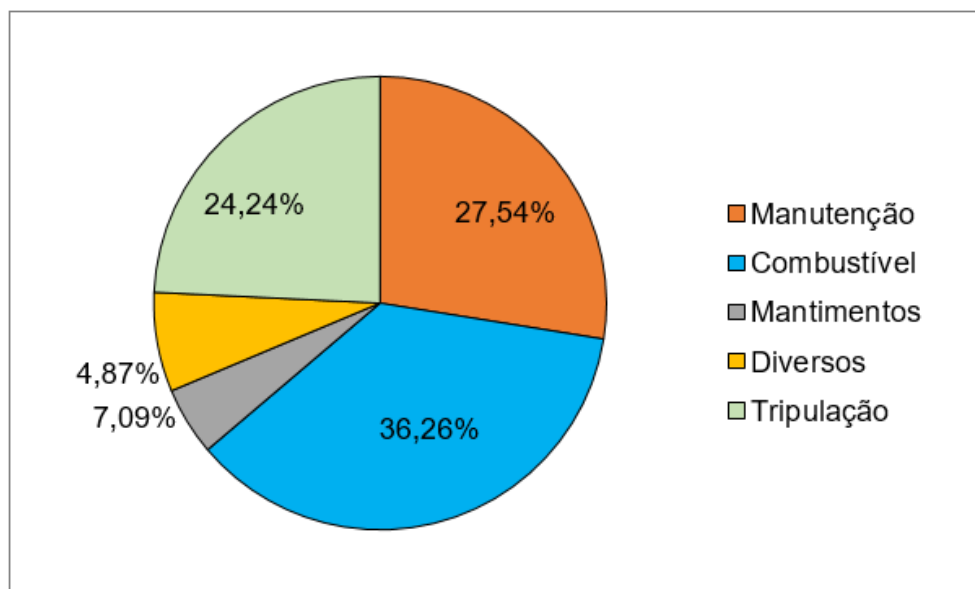
Segundo Guesse (2016), ainda é possível estimular a competitividade do setor no país, desde que o enfoque não seja apenas o aumento da captura de pescado, mas inclusive, a melhoria da eficiência da embarcação.



Assim, diante da clara necessidade de investimento tecnológico neste setor e da redução do custo operacional das embarcações, principalmente no que diz respeito ao consumo de combustível, é notório a necessidade de estudos aprofundados.

Nesse contexto, este trabalho propõe um estudo de caso com base na melhoria do desempenho propulsivo de uma embarcação pesqueira de arrasto de 59 pés, através do desenvolvimento adequado do projeto da instalação propulsora e da promoção de medidas práticas para a redução do consumo de combustível, que responde atualmente por 36,26% dos custos de produção do armador, proprietário da embarcação analisada, como indicado no gráfico da Figura 1.

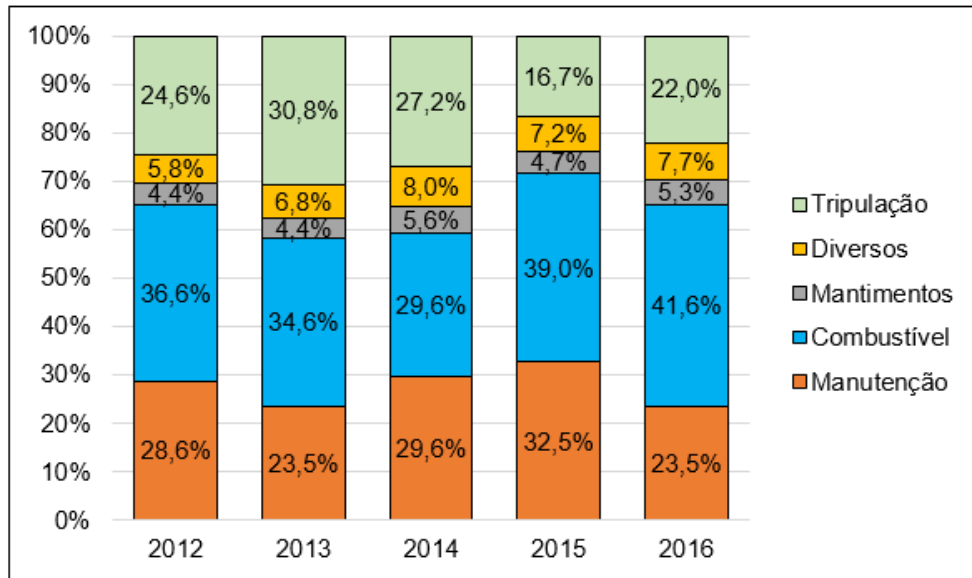
Figura 1 - Representatividade da média anual das despesas do armador



Fonte: O autor (2017)

Estes dados refletem a despesa média do armador, nos últimos cinco anos em relação aos custos da atividade pesqueira, segmentado em parcelas respectivas à tripulação, mantimentos, manutenção, combustível e gastos diversos. Na Figura 2 é mostrada a evolução da representatividade dessas despesas no custo operacional da embarcação ao longo dos últimos anos.

Figura 2 - Representatividade das despesas anuais do armador



Fonte: O autor (2017)

Analisando os dados da Figura 2, observa-se que os custos de combustível correspondem à principal despesa do armador e que no ano de 2016 este insumo representou 41,6% das despesas totais. Estas informações reforçam ainda mais a necessidade de reduzir o consumo de combustível desta embarcação.

A redução do consumo de combustível, eventualmente, pode ser alcançada através do dimensionamento adequado do sistema propulsivo da embarcação através da aplicação correta do método de integração casco-hélice-motor buscando um dimensionamento que maximize a eficiência energética do sistema.

Além disso, o estudo prático da performance da embarcação agrega a possibilidade de investigar eventuais aspectos práticos (operacionais) que estejam contribuindo para a baixa eficiência.

## 1.1 OBJETIVOS

Propor medidas no projeto da instalação propulsora de uma embarcação pesqueira de arrasto de 59 pés, que auxiliem na melhoria do desempenho energético da embarcação, e por conseguinte, na redução do consumo de combustível.

Para a realização do objetivo geral proposto, propõem-se os seguintes objetivos específicos:

- Determinar as características da embarcação do estudo proposto;

- Estabelecer as condições de carga na qual a embarcação opera;
- Analisar a estabilidade da embarcação através dos critérios de estabilidade definidos na NORMAM 01;
- Calcular resistência ao avanço induzida no movimento da embarcação por meio de diferentes abordagens;
- Calcular a eficiência do atual sistema propulsivo;
- Otimizar o propulsor da embarcação a partir do processo da integração casco-hélice-motor;
- Monitorar as variáveis intrínsecas à performance da embarcação como: rotação do motor; velocidade da embarcação; temperatura e ventilação da casa de máquinas;
- Elaborar o perfil de missão do pesqueiro com base nas informações advindas do equipamento de rastreamento por satélite;
- Identificar aspectos que eventualmente possam contribuir para a perda de eficiência;
- Propor modificações que possam aumentar a eficiência do sistema propulsivo, eventualmente, reduzindo o consumo de combustível.

## 1.2 ORGANIZAÇÃO DO RELATÓRIO

Esta monografia descreve o desenvolvimento do trabalho proposto, a qual foi realizado no período de aproximadamente 12 meses. A estrutura do relatório está estruturada em 5 capítulos.

No primeiro capítulo apresenta-se uma breve introdução que expõe a motivação e a problemática do estudo, enquanto no segundo capítulo é descrita a fundamentação teórica e destaca-se os principais conceitos da área.

Já no capítulo 3, discorre-se sobre a metodologia utilizada no desenvolvimento do trabalho, indicando como foi reproduzido o estudo de caso.

Por fim, no capítulo 4 são expostos e discutidos os resultados obtidos, enquanto no capítulo final apresenta-se as conclusões finais e recomendações para trabalhos futuros.

## 2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Neste capítulo serão dispostos os conceitos fundamentais utilizados como base teórica para o desenvolvimento do trabalho em questão. Dentre eles, as embarcações de pesca, o dimensionamento do sistema propulsivo, a instalação propulsora e o processo de integração casco-hélice-motor.

### 2.1 EMBARCAÇÕES DE PESCA

A Lei Federal 11.959 de 2010 (BRASIL, 2009) rege que uma embarcação de pesca é toda embarcação regulamentada e autorizada por órgãos competentes para extrair os recursos pesqueiros de uma área passível de exploração conforme a delimitação territorial e as unidades de proteção ambiental.

Ainda é definido em lei a classificação das embarcações conforme o seu porte, medido através da arqueação bruta (AB). Sendo assim, as embarcações de pequeno, médio e grande porte são aquelas cuja a AB é respectivamente: igual ou menor que 20; maior que 20 e menor que 100; maior que 100.

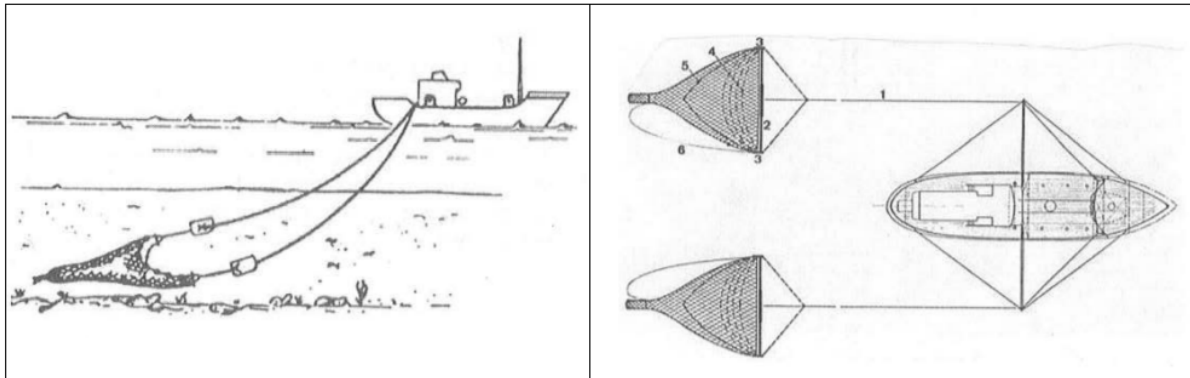
Segundo Prozee (2005), as embarcações de pesca podem ser classificadas de acordo com o método de captura empregado, sendo estes: o arrasto; o cerco; o emalhe; a armadilha; linha; vara; espinhel e multipetrecho. (apud GUESSE, 2016, p. 29).

#### 2.1.1 Embarcações de arrasto

A modalidade de arrasto é caracterizada pela captura do pescado por meio do reboque de redes dispostas na forma de cone. Este artifício é utilizado para envolver um grande número de pescado, cuja profundidade de lançamento depende do tipo de espécie alvo. A operação é realizada através do arrasto da rede a uma velocidade adequada. (GUESSE, 2016).

O tipo do lançamento da rede define a configuração do convés e estrutura da embarcação, pois o mesmo pode ser realizado pela popa ou pelos bordos da embarcação (arrasto de través) como representado na Figura 3.

Figura 3 - Configuração do arrasto de popa e de través



Fonte: Adaptado Lamb (2003, p. 41-6)

Este tipo de embarcação é caracterizado por uma estrutura auxiliar denominada tangone que funciona semelhante a um braço de guindaste, cuja a finalidade é suportar e afastar as redes dispostas na lateral da embarcação.

## 2.2 DIMENSIONAMENTO DO SISTEMA PROPULSIVO

O dimensionamento do sistema propulsivo de uma embarcação é fundamentado na potência requerida para propulsionar o navio nas condições de projeto. A partir da estimativa da potência requerida pode-se selecionar o propulsor e motor adequados ao projeto e suas respectivas características de operação, além da previsão do consumo de combustível e dos custos operacionais. Este cálculo envolve a utilização de técnicas experimentais, métodos numéricos ou séries sistemáticas. (MOLLAND; TURNOCK; HUDSON, 2011).

Para determinar tal parâmetro, primeiramente é necessário estimar outras variáveis que se relacionam no processo. Dentre elas, a resistência ao avanço, a potência efetiva, os elementos de propulsão e as variáveis envolvidas no processo de integração casco-hélice-motor, descritas nos próximos itens.

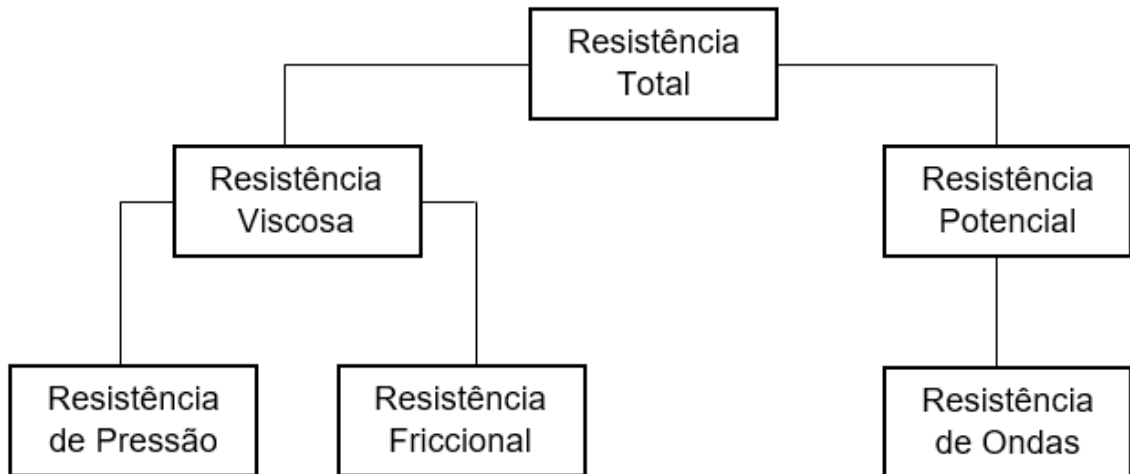
## 2.3 RESISTÊNCIA AO AVANÇO

A resistência ao avanço consiste na força atuante sobre a embarcação quando essa navega a uma dada velocidade. A sua estimativa permite determinar a potência necessária para o deslocamento do navio. (HARVALD, 1983 apud GUESSE, 2016, p. 56).

Em geral, a resistência ao avanço é melhor entendida quando descomposta

em parcelas relacionadas com o efeito do escoamento e a geometria do casco. (TRINDADE, 2012). Na Figura 4 indica-se uma forma de decompor a resistência ao avanço com base na separação dos efeitos viscosos e potenciais que o fluido causa ao casco.

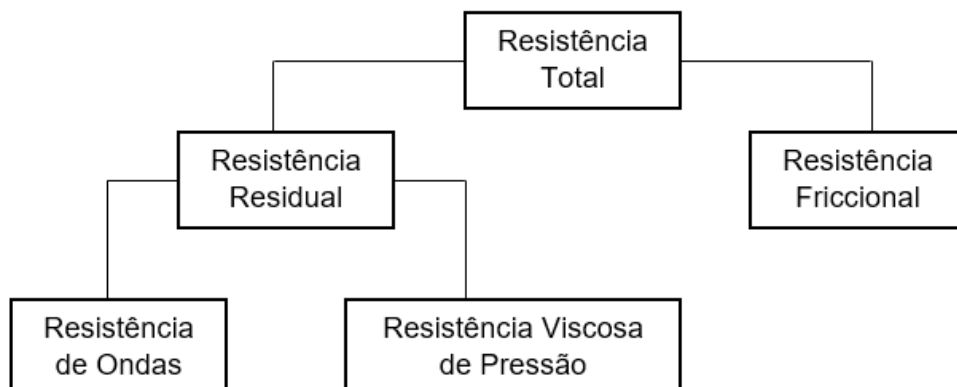
Figura 4 - Decomposição da Resistência em efeitos viscosos e potenciais



Fonte: O autor (2017)

Ainda segundo Trindade (2012), pode-se dividir a resistência ao avanço em outras duas parcelas, sendo estas, friccional e residual. Esta segunda segmentação é exposta na Figura 5.

Figura 5 - Decomposição da Resistência Total em Resistência Residual e Friccional



Fonte: O autor (2017)

A resistência de onda está associada com a formação de ondas que

circundam o navio quando o mesmo se movimenta. Coincide com a energia gasta para gerar o sistema de ondas de gravidade produzidas pelo deslocamento do casco.

A resistência viscosa de pressão corresponde à diferença de pressão atuante no casco devido aos efeitos viscosidade e a turbulência do escoamento junto ao casco. Já a resistência friccional (de atrito), resulta da integração das forças de atrito tangenciais à superfície molhada do casco. (GUESSE, 2016).

Existem diferentes abordagens para estimar as parcelas da resistência ao avanço, bem como a resistência total. No entanto, a técnica mais apropriada ao projeto depende das informações dispostas, dos recursos disponíveis e dos requisitos de aplicação de cada técnica. De acordo com Trindade (2012), as metodologias utilizadas para o cálculo ou previsão da resistência ao avanço podem ser classificadas como:

- Empíricas e estatísticas;
- Experimentais em modelos de escala reduzida ou em escala real;
- Numéricas.

Nas seções seguintes serão apresentados alguns métodos oriundos de diferentes metodologias, que posteriormente serão aplicados no cálculo da resistência ao avanço da embarcação em análise.

### **2.3.1 Série Sistemática Ridgeley-Nevvit**

Durante os anos de 1956, 1963 e 1967, Ridgeley e Nevvit realizaram uma série de ensaios com modelos de embarcações de pesca para a predição da sua resistência residual. Os modelos foram construídos a partir de uma variação sistemática das suas características geométricas. (GUESSE, 2016).

A aplicação desta série abrange uma gama de coeficientes prismáticos, uma alta relação de deslocamento em função do comprimento e diversas relações de velocidade-comprimento, cujos valores são mostrados na Tabela 1.

Tabela 1 - Limites da série de Ridgeley-Nevvit

Parâmetros	Limites	Unidades
Coeficiente prismático, $C_p$	0,55 - 0,70	-
Coeficiente de Bloco, $C_B$	0,42 - 0,47	-
Comprimento/Boca, L/B	3,20 - 5,00	-
Boca/Calado, B/T	2,00 - 3,50	-
Deslocamento/Comprimento, $\Delta/(0,01L)^3$	200,00 - 500,00	toneladas/pés <sup>3</sup>
Velocidade/Comprimento, $V/(L)^{1/2}$	0,70 - 1,50	nós/pés <sup>1/2</sup>
Centro longitudinal de carena, LCB	0,50 - 0,54	%PP <sub>.VANTE</sub>
$\frac{1}{2}$ ângulo de entrada, $\frac{1}{2} i_e$	7,00 - 37,40	°

Fonte: UEDA et al. (2012)

### 2.3.2 Método de Helmore e Swain (2010)

Em 2010, Helmore e Swain propuseram uma equação de regressão da série Ridgeley-Nevvit, em decorrência da dificuldade de extração de dados de forma gráfica.

A equação fornece o valor do coeficiente de resistência residual em função do coeficiente prismático, do comprimento e do deslocamento da embarcação em análise. Esta equação, bem como os coeficientes  $a_i$ ,  $j$  e  $k$  são apresentados no Anexo A.

### 2.3.3 Método de Van Oortmerssen

Em 1971, Van Oortmerssen propôs um método para a predição da resistência residual de pequenas embarcações. Os resultados são oriundos de uma análise de regressão realizada com 93 modelos, sendo estes, rebocadores e embarcações de arrasto.

Desta forma, o cálculo da resistência residual pode ser realizado através de uma equação empírica, na qual possui como variáveis: o comprimento de linha d'água, o comprimento entre perpendiculares, o coeficiente de bloco, o coeficiente de seção mestra, a posição longitudinal do centro de carena e a velocidade de serviço. Os parâmetros desta equação bem como as restrições de aplicação do método são listadas na Tabela 2.



Tabela 2 - Restrições do Método de Van Oortmerssen

Parâmetros	Limitações	Unidades
Comprimento de linha d'água, $L_{WL}$ - [m]	8,00 - 80,00	m
Volume, $\nabla$ - [m <sup>3</sup> ]	5,00 - 3000,00	m <sup>3</sup>
Comprimento/Boca, L/B	3,00 - 6,20	-
Boca/Calado, B/T	1,90 - 4,00	-
Coefficiente Prismático, $C_p$	0,50 - 0,73	-
Coefficiente de seção mestra, $C_M$	0,70 - 0,97	-
Centro Longitudinal de Carena, LCB	-7,00 - 2,80	%L
$\frac{1}{2}$ ângulo de entrada, $\frac{1}{2} i_e$	10,00° - 46,00	°
Velocidade/Comprimento, $V/L^{1/2}$	0,00 - 1,79	m <sup>1/2</sup> /s
Número de Froude, $F_n$	0,00 - 0,50	-

Fonte: Adaptado de UEDA et al. (2012)

A descrição do cálculo da resistência residual enunciada por Oortmerssen (1971), bem como os coeficientes envolvidos no cálculo, são detalhados no Anexo B.

## 2.4 POTÊNCIA EFETIVA

A potência efetiva ( $P_E$ ) compreende a potência necessária para vencer a força resistiva ( $R_t$ ) ao movimento para uma dada velocidade de serviço ( $V_S$ ). Sua obtenção é descrita pela Equação 1. (MOLLAND; TURNOCK; HUDSON, 2011).

$$P_E = R_T * V_S \quad (1)$$

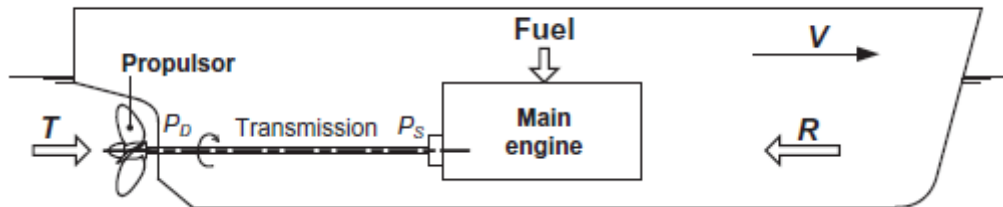
O cálculo da potência efetiva, também conhecida como "Effective Horse Power (EHP)" é um parâmetro inicial, pois é necessário admitir certas perdas de energia durante o processo de conversão e transmissão energética no processo de integração casco-hélice-motor, conforme será discutido a seguir.

## 2.5 INSTALAÇÃO PROPULSORA

Dentre os principais elementos que compõe a instalação propulsora de uma embarcação, destacam-se o motor principal, o propulsor e o sistema de transmissão. (GUESSE, 2016). Na Figura 6 é apresentado um sistema propulsivo simplificado,

bem como o esquema de transmissão de energia.

Figura 6 - Transmissão da energia propulsiva



Fonte: Molland, Turnock e Hudson (2011, p. 8)

O motor é o dispositivo incumbido da geração do torque necessário para o acionamento do eixo a uma dada rotação. Já a transmissão do torque é dada através de um sistema composto por caixa de redução, eixo, tubo telescópico e mancais; e permite que o torque seja transferido ao hélice, o qual produz o empuxo necessário. (GUESSE, 2016).

Entretanto, a potência fornecida ao eixo pelo motor, não coincide com a potência entregue ao hélice, isto porque ocorrem perdas de energia no processo de transmissão que fazem com que a potência propulsiva ( $P_D$ ) seja reduzida.

Como citado anteriormente, os principais elementos da instalação propulsora serão detalhados na sequência.

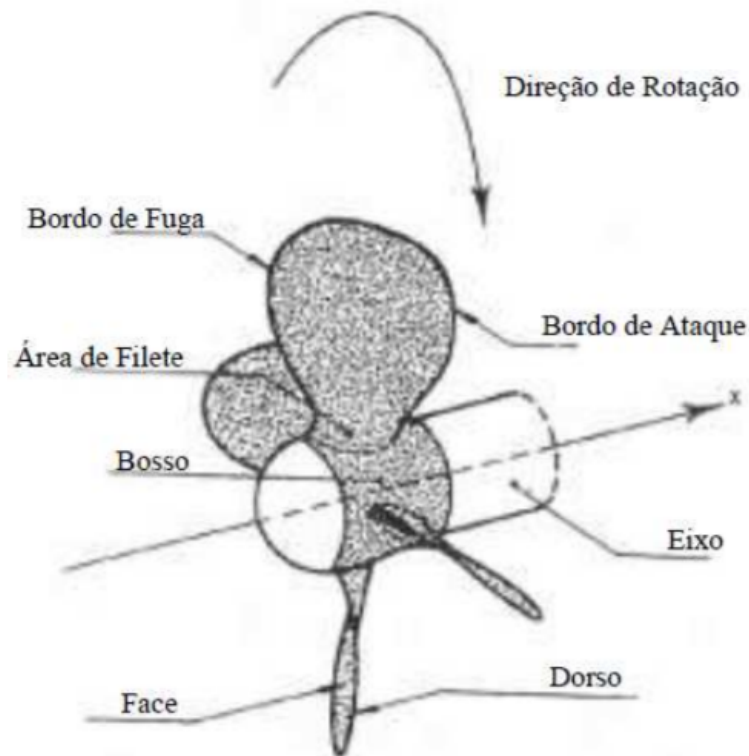
### 2.5.1 Hélice

O hélice é o tipo de propulsor mais usual nos sistemas de propulsão navais. O mesmo situa-se na popa do navio e possui a função de converter o torque em empuxo, permitindo que o navio supere a resistência ao avanço. (TRINDADE, 2012).

Para que a embarcação se desloque na velocidade desejada, o hélice recebe o torque advindo do eixo de transmissão e então, por meio da alteração da quantidade de movimento do fluido, produz a força de empuxo que se opõe à força de resistência ao avanço.

A configuração geométrica do hélice consiste num cubo central envolto por um dado número de pás de formato helicoidal. (TAYLOR, 1996). Considerando o escoamento do fluido no entorno do hélice, as pás possuem dois lados, as faces de pressão (pressure side) e a face de sucção (suction side). (MENDES, 2015). Na Figura 7 está ilustrada a geometria do hélice.

Figura 7 - Geometria do hélice



Fonte: Passos (p. 1)

Essa geometria, quando submetida a uma dada velocidade de rotação e avanço, resulta em uma força de sustentação que integrada ao longo de toda a superfície da pá, resulta na força propulsiva axial e no binário resistente. (TRINDADE, 2012).

A geometria de um hélice pode ser caracterizada por inúmeras variáveis que influem em aspectos geométricos e de desempenho, cujas principais estão explicadas na sequência.

#### 2.5.1.1 Razão de Áreas ( $A_E/A_0$ )

A área do disco ( $A_0$ ) consiste na área circular projetada pelo hélice durante o seu funcionamento. Já a área expandida ( $A_E$ ) é dada pela soma das áreas das faces da pá. (TRINDADE, 2012).

O valor da razão de áreas ( $A_E/A_0$ ), também designada como “blade área ratio” (BAR) é um parâmetro geométrico adimensional que não afeta significativamente no desempenho do propulsor, mas a tendência é que quanto menor for a razão de áreas, maior será a eficiência.

Primeiramente deve-se garantir que haja área suficiente para distribuir a

pressão de maneira a garantir que nenhum ponto da pá seja afetado pela cavitação. Logo, o ideal é o mínimo valor da razão de áreas possível para a distribuição suficiente de pressão resultante do efeito de sustentação. (TRINDADE, 2012).

Em relação à cavitação, há certos limites definidos para a razão de áreas. Quando  $A_E/A_0$  é muito baixo, deve-se realizar um incremento na espessura da pá que pode ocasionar perda de eficiência. Já um número muito elevado, pode não ser atingido devido às restrições de fabricação. Neste quesito, adota-se como valor máximo: 1 para série Kaplan e 1,1 para hélices não entubadas. (NavCad, 2017).

#### 2.5.1.2 Diâmetro

O diâmetro do hélice equivale ao diâmetro da área do disco, gerado durante o seu funcionamento. Na teoria, quanto maior o diâmetro, maior o aumento da eficiência, porém, a sua especificação depende do espaço disponível na popa da embarcação.

No entanto, é necessário considerar uma folga mínima entre o casco e o propulsor para evitar problemas de ruído e vibração. O valor da folga depende da aplicação, em geral, considera-se de 10% a 20% do valor do diâmetro. (NavCad, 2017).

O fenômeno de cavitação também é um aspecto preponderante na escolha do diâmetro, pois quando há velocidade excessiva nas extremidades da pá, pode haver cavitação no local. (CARLTON, 2007).

#### 2.5.1.3 Passo

"O passo do hélice é definido como o passo da seção da pá cortada a 0,7 do raio do hélice." (GUESSE, 2016, p. 65). Assim como o diâmetro, o passo é selecionado conforme os valores disponíveis pelo fabricante. Na maioria dos casos, há grande variedade de opções, o que proporciona a seleção a favor da máxima eficiência.

Em contraponto, pode haver certos problemas de cavitação, quando a velocidade de operação da embarcação vai além da velocidade ótima para aquele respectivo passo. Sendo assim, os fabricantes limitam o máximo valor da razão passo-diâmetro ( $P/D$ ), sendo 1,1 para propulsores entubados da série Kaplan e 2 para a maioria das hélices não entubados livres. (NavCad, 2017).

#### 2.5.1.4 Número de pás

Do ponto de vista teórico, quanto menor o número de pás, melhor será a eficiência. A principal razão para não selecionar um número de pás em conjunto com a melhor razão de áreas é devido ao controle de ruídos e vibrações, onde em muitos casos, a frequência de vibração pode atingir o estado de ressonância. (NavCad, 2017).

#### 2.5.1.5 Rotação

A escolha da rotação ótima do propulsor deve ser feita em conjunto com o diâmetro, a partir do processo de integração casco-hélice. Estes parâmetros são inversamente proporcionais, já que a diminuição da rotação e o aumento do diâmetro proporcionam o aumento da eficiência. (TRINDADE, 2012).

#### 2.5.1.6 Hélices Entubados

Os tubulões são classificados como um tipo de apêndice da embarcação e estão localizados ao redor do propulsor, de maneira semelhante a um bocal não rotativo. Sua utilização proporciona o aumento da força propulsora, principalmente em embarcações lentas e que exijam altas cargas de operação. (MENNEN, 1957). Na Figura 8 é ilustrado um sistema de propulsão com hélice entubado.

Figura 8 - Sistema de propulsão com hélice entubado



Fonte: CARLTON (2007, p. 17)

Dentre as vantagens, destaca-se o aumento do empuxo, a melhoria da eficiência hidrodinâmica, a proteção do propulsor, bem como a redução de cavitação, vibração e ruídos. (OOSTERVELD, 1971). De acordo com o tipo de

tubulão, sua função pode ser acelerar ou desacelerar o escoamento no entorno do propulsor.

Os aceleradores (accelerating nozzles) são utilizados quando há sobrecarga no propulsor em decorrência da restrição de diâmetro do mesmo, já os desaceleradores (desaccelerating nozzles) funcionam aumentando a pressão estática no hélice e conseqüentemente, retardam o processo de cavitação do propulsor. (MANNEN, 1957).

A utilização de aceleradores é altamente aplicada em rebocadores e barcos de arrasto. Os modelos mais conhecidos são o 19A e 33, quanto aos desaceleradores, destaca-se o modelo 37. (CARLTON, 2007).

Outra forma de classificar o tubulão é através do seu comprimento (L) e do diâmetro do hélice (D), referenciada através da razão L/D. A Tabela 3 relaciona os principais modelos de tubulão, bem como a sua classificação

Tabela 3 - Especificações dos principais modelos de tubeiras

<b>Tubeira</b>	<b>L/D</b>	<b>Tipo de Fluxo</b>
19A	0,5	Acelerado
22	0,8	Acelerado
24	1	Acelerado
33	0,6	Desacelerado
37	0,5	Acelerado

Fonte: Adaptado CARLTON (2007, p. 114)

#### 2.5.1.7 Diagramas de desempenho

O desempenho do hélice é definido através de ensaios com modelos em escala reduzida. Os resultados dos testes realizados em águas livres, ou seja, sem a presença da interface casco-propulsor, compõem uma base de dados representados na forma de diagramas de desempenho. (CARLTON, 2007). Assim, calcula-se alguns coeficientes com base nos parâmetros do hélice, como indicado a seguir nas Equações 2, 3 e 4.

$$KQ=Q/\rho*n^2*D^5 \quad (2)$$

$$KT=T/n*\rho^2*D^4 \quad (3)$$

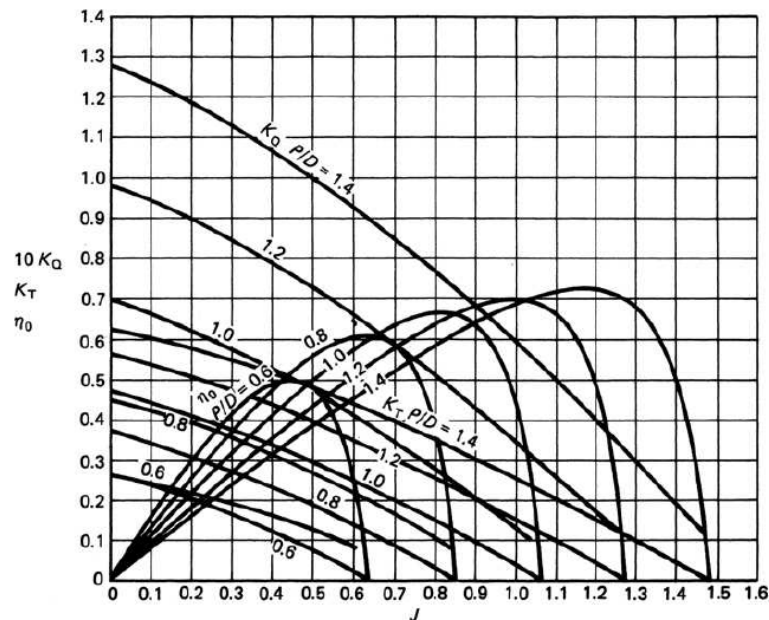
$$J=Va/n*D \quad (4)$$

A combinação gráfica dos coeficientes  $K_T$  e  $K_Q$  em função de  $J$  permite estimar a eficiência do hélice para dado ponto de interesse. A Equação 5 demonstra o cálculo da eficiência do propulsor em águas abertas conforme o coeficiente de torque requerido ( $K_{Q_0}$ ) e o coeficiente de empuxo requerido ( $K_{T_0}$ ).

$$\eta_H = (J \cdot K_{T_0}) / (2 \cdot \pi \cdot K_Q) \quad (5)$$

De maneira geral, além das curvas relativas à eficiência e aos coeficientes  $K_T$ ,  $K_Q$  em função de  $J$ , cada diagrama é reproduzido para um número específico de pás, razão de áreas  $A_E/A_0$  e conforme diferentes valores de  $P/D$ . (GUESSE, 2016). Na Figura 9 é apresentada a configuração típica de um diagrama de desempenho.

Figura 9 - Diagrama  $K_t$ ,  $K_q$  x  $J$



Fonte: CARLTON (2007, p. 90)

#### 2.5.1.8 Séries sistemáticas de hélices

Uma série sistemática de hélices é obtida a partir de ensaios com modelos, cujos parâmetros geométricos e de operação são variados sistematicamente. O resultado obtido a partir dos ensaios permite criar uma base de dados para auxiliar o projetista na seleção do hélice, além de em alguns casos, identificar a ocorrência de cavitação. (TRINDADE, 2012).

Segundo Trindade (2012), o projeto do hélice deve ser fundamentado na série que propicie maior eficiência. No entanto, deve-se considerar alguns fatores como o tipo de aplicação, as restrições do projeto e da própria série, além da disponibilidade

comercial do modelo.

Na sequência será descrita a série Kaplan, aplicada à propulsores entubados (Série Ka), já que a mesma será aplicada no estudo relatado nesta pesquisa.

#### 2.5.1.9 Série Ka

Desde a década de 50, investigou-se a eficiência de diversos hélices em conjunto com tubulões. Em 1971, Oosterveld desenvolveu diversos estudos que comprovaram o desempenho favorável de propulsores da série Kaplan quando comparado a outras séries, quando esses são usados em conjunto com tubulões aceleradores do tipo 19 A.

Em sua análise, Oosterveld verificou que há quatro tipos de hélices Kaplan aptas a operar em conjunto com o tubulão 19 A. Sendo assim, estes modelos foram renomeados conforme o número de pás e a razão de áreas: Ka 3-65, Ka 4-55, Ka 4-70 e Ka-5-75. Sua geometria se difere das demais devido às pontas de lâminas mais largas, de sorte a reduzir os efeitos da cavitação.

Os diagramas de desempenho foram construídos conforme os polinômios de regressão desenvolvidos por Oosterveld para determinar os coeficientes  $K_t$ ,  $K_{tn}$  e  $K_q$ , como mostrado na Figura 10.

Figura 10 - Polinômios para obtenção dos coeficientes da série Ka

$$\begin{aligned}
 K_T &= A_{0,0} + A_{0,1} J + \dots + A_{0,6} J^6 \\
 &+ A_{1,0} \left(\frac{P}{D}\right) + A_{1,1} \left(\frac{P}{D}\right) J + \dots + A_{1,6} \left(\frac{P}{D}\right) J^6 \\
 &+ A_{2,0} \left(\frac{P}{D}\right)^2 + A_{2,1} \left(\frac{P}{D}\right)^2 J + \dots + A_{2,6} \left(\frac{P}{D}\right)^2 J^6 \\
 &\dots \\
 &+ A_{6,0} \left(\frac{P}{D}\right)^6 + A_{6,1} \left(\frac{P}{D}\right)^6 J + \dots + A_{6,6} \left(\frac{P}{D}\right)^6 J^6 \\
 K_{TN} &= B_{0,0} + B_{0,1} J + \dots + B_{6,6} \left(\frac{P}{D}\right)^6 J^6 \\
 K_Q &= C_{0,0} + C_{0,1} J + \dots + C_{6,6} \left(\frac{P}{D}\right)^6 J^6
 \end{aligned}$$

Fonte: Oosterveld (1971, p. 31)

Os coeficientes A, B e C são dados em função do modelo de hélice e tubulão. A relação destes coeficientes está disposta no ANEXO C.

#### 2.5.2 Motor Principal

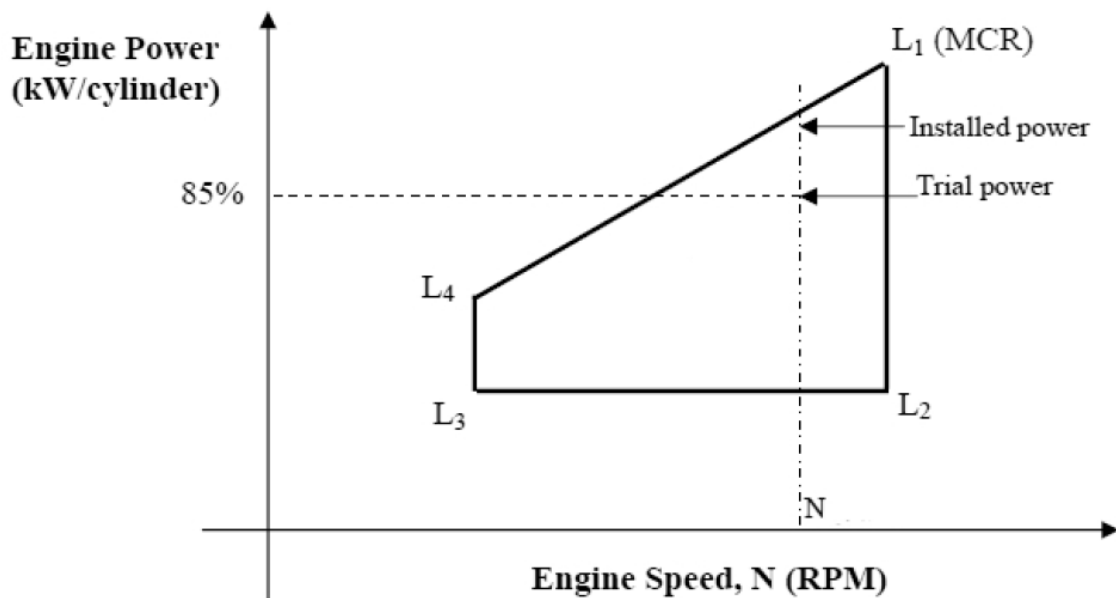
"O motor é uma máquina com a capacidade de converter a energia térmica em trabalho mecânico. Esta energia é proveniente da queima do combustível dentro do cilindro que, na expansão dos gases, movimentam o



conjunto pistão-biela-virabrequim rotacionando o eixo a ele conectado." (GUESSE, 2016, p. 71).

O desempenho do motor por sua vez, é avaliado através de ensaios de bancadas realizados pelo próprio fabricante. Nestes testes avalia-se grandezas como a rotação, o torque e o consumo de combustível. Uma forma de representar os resultados é através do diagrama de carga. Na Figura 11 é exibido um diagrama de carga genérico de um motor.

Figura 11 - Diagrama de carga do motor



Fonte: Trindade (2012, p. 80)

Conforme indica a figura anterior, os pontos de operação demarcados são:

- Conforme indica a figura anterior, os pontos de operação demarcados são:
- L1: Ponto de máxima potência e máxima rotação (MCR, Maximum Continuous Rating);
- L2: Ponto de mínima potência e máxima rotação;
- L3: Ponto de mínima potência e mínima rotação;
- Linha vertical L1-L2: Compreende a variação total de potência do motor, em função da velocidade máxima de rotação;
- Linha Horizontal L3-L2: Respectiva à variação total de rotação do motor;
- Linha diagonal L4-L1: Representa a variação da potência e da rotação do motor em função da pressão efetiva.

"O valor máximo da potência desenvolvida por um motor diesel é

condicionado pela carga térmica. Este limite é normalmente expresso em termos da pressão efetiva". (TRINDADE, 2012, p. 80). A máxima pressão pode ser alcançada antes mesmo do motor atingir a velocidade de rotação e potência máximas equivalentes ao ponto do MCR, pois depende das condições operacionais e das características do hélice.

Sendo assim, as curvas do motor podem não representar fielmente o seu desempenho, uma vez que quando operado em condições distintas às dos ensaios, pode ser influenciado por fatores intrínsecos ao ambiente e à configuração de instalação. Dentre eles, destaca-se a temperatura ambiente, temperatura do líquido de arrefecimento e o ângulo de inclinação do motor. (GUESSE, 2016).

### 2.5.3 Sistema de transmissão

A transmissão de potência e rotação estabelecida entre o motor e o hélice é dada através de um sistema de transmissão de energia, caracterizado por um eixo acoplado por mancais, tubo telescópico e, eventualmente, caixa redutora.

A eficiência da transmissão ( $\eta_t$ ) depende da dissipação de energia que ocorre no processo, geralmente associada aos mancais, tubo telescópio e caixa de redução. Segundo Valle (2011), geralmente adota-se valores entre 0,97 e 0,99 para embarcações convencionais. (apud GUESSE, 2016, p. 79).

Dependendo do projeto, a ligação entre o motor e o propulsor pode ser dada de forma direta ou conter engrenagens redutoras quando a velocidade de rotação do hélice não coincide com a do motor. A relação de redução compreende a razão entre a rotação do motor e do hélice, como definido na Equação 6.

$$\lambda = n_{\text{motor}} / n_{\text{hélice}} \quad (6)$$

Estabelecido o valor da redução é possível verificar os valores disponíveis no mercado e selecionar a caixa redutora de acordo com as especificações do projeto.

## 2.6 PROCESSO DE INTEGRAÇÃO CASCO-HÉLICE-MOTOR

O dimensionamento do sistema propulsivo é realizado através do processo de integração casco-hélice-motor, cuja função é determinar o ponto de operação do conjunto hélice, motor e sistema de transmissão que cumpra os requisitos de projeto em prol da máxima eficiência. (GUESSE, 2016).

O desenvolvimento deste estudo é realizado de acordo com os binômios casco-hélice e hélice-motor, descritos respectivamente ao longo dessa seção.

### 2.6.1 Integração casco-hélice

As avaliações preliminares de desempenho do hélice não possibilitam prever o comportamento do mesmo junto à popa da embarcação, uma vez que é preciso ponderar a interação entre o propulsor e o casco. (TRINDADE, 2012).

A presença do casco induz a perturbação do escoamento ao redor do propulsor decorrente da separação do escoamento e da formação de esteira. Como resultado, há aumento da resistência ao avanço e diferença entre a velocidade média do escoamento ao redor do hélice e a velocidade de deslocamento da própria embarcação. (GUESSE, 2016).

Sendo assim, para estimar a força de empuxo e a velocidade de avanço do propulsor necessários para antecipar estes fenômenos, deve-se estabelecer certos coeficientes deduzidos através de ensaios com embarcações semelhantes ou por meio de métodos empíricos e estatísticos. Tais fatores são conhecidos como coeficiente de redução de força propulsora ( $t$ ) e coeficiente de esteira ( $w$ ).

Uma vez que esses fatores sejam determinados, pode-se calcular a força de empuxo ( $T$ ) e a velocidade de avanço do propulsor ( $V_a$ ), conforme as Equações 7 e 8, respectivamente.

$$T = t/(1-R_T) \quad (7)$$

$$V_a = V_s*(1-w) \quad (8)$$

O primeiro parâmetro relacionado à interação casco-hélice é definido a partir da eficiência do casco nú, que consiste na razão entre a potência efetiva (EHP) e a potência do propulsor (THP), mostrada na Equação 9.

$$\eta_H = EHP/THP = (R_T * V_s)/(T * V_a) \quad (9)$$

É possível reescrever esta equação através dos coeficientes de dedução da força propulsora e de esteira como mostra a Equação 10.

$$\eta_H = (1-t)/(1-w) \quad (10)$$

Conforme citado anteriormente, o processo de integração casco-hélice possibilita definir os pontos de operação do propulsor para que o mesmo tenha um desempenho adequado quando operar em conjunto com o casco.

O ponto de intersecção da curva  $KT_{\text{casco}}$  e da curva  $KT_{\text{hélice}}$  corresponde ao ponto de operação, representado por um valor do coeficiente de avanço J. Desta forma é possível deduzir a rotação do propulsor em função do coeficiente de avanço (J), da velocidade de avanço ( $V_a$ ) e do diâmetro do propulsor (D) definido conforme as restrições de projeto (Equação 11).

$$n = V_a / J * D \quad (11)$$

De acordo com o valor de rotação resultante, pode-se calcular o valor do torque que deve ser fornecido ao hélice (Equação 12), caso o mesmo operasse em águas abertas. O valor do coeficiente KQ é estabelecido graficamente a partir das curvas de desempenho do propulsor, considerando o J de operação.

$$Q = KQ * \rho * n_{\text{hélice}}^2 * D^5 \quad (12)$$

No entanto, o torque requerido pelo propulsor quando o mesmo opera na popa do casco, é diferente do torque estabelecido para águas abertas. A correção deste valor refere-se a eficiência rotativa relativa, especificada na Equação 13.

$$\eta_{RR} = Q_o / Q_{\text{hélice}} \quad (11)$$

Segundo Boer (1970), o valor deste coeficiente pode ser adotado como aproximadamente 1,05 para embarcações de pesca ou deduzido conforme formulações empíricas. (apud GUSSE, 2016, p.111)

De posse deste parâmetro, o processo de integração casco-hélice pode ser representado pela eficiência propulsiva, resultante do produto da eficiências: do casco nú ( $\eta_H$ ), do propulsor em águas abertas ( $\eta_o$ ) e rotativa relativa ( $\eta_{RR}$ ), descrita na Equação 14.

$$\eta_D = \eta_H * \eta_{RR} * \eta_o \quad (12)$$

### 2.6.2 Integração motor-hélice

O processo de integração motor-hélice tem por objetivo selecionar o motor mais adequado ao projeto, de modo que o mesmo supra o fornecimento de torque

ao propulsor e apresente o melhor rendimento, ou seja, menor consumo de combustível. (GUESSE, 2016).

Para tal seleção, de posse dos valores de torque requerido ( $Q_{OPE}$ ) e da rotação de operação do hélice ( $n_{OPE}$ ), determina-se a potência necessária que deve ser entregue ao hélice ( $Pot_{AP}$ ), como indicado na Equação 15.

$$Pot_{AP} = 2\pi * Q_{OPE} * n_{OPE} \quad (15)$$

No entanto, a potência que o motor deve proporcionar ao propulsor é dada em função da eficiência do sistema de transmissão, conforme a Equação 16.

$$Pot_{motor} = Pot_{AP} / \eta_t \quad (14)$$

Durante a seleção do motor, além de verificar a potência fornecida, deve-se verificar se a rotação do motor é compatível com a rotação do propulsor, caso contrário, deve-se utilizar um redutor, cuja relação pode ser verificada na Equação 6.

Desta forma, como resultado do processo de integração casco-hélice-motor, define-se a eficiência total do sistema propulsivo, resultante do produto entre a eficiência propulsiva ( $\eta_D$ ) e a eficiência de transmissão ( $\eta_t$ ) (Equação 17).

$$\eta_{PP} = \eta_D * \eta_t \quad (15)$$

### 3 METODOLOGIA

O trabalho em questão propõe a aplicação de medidas que auxiliem na melhoria do desempenho propulsivo de uma embarcação pesqueira de arrasto de 59 pés. Este estudo baseia-se na dissertação de mestrado: “Desempenho propulsivo de embarcações de pesca: estudo aplicado à melhoria das embarcações do Espírito Santo”, de Lucas Guesse (2016).

Primeiramente, foi feita a revisão bibliográfica dos processos e métodos associados ao tema, como consta no capítulo anterior. Já neste capítulo, é apresentada a metodologia para o desenvolvimento do trabalho sugerido. A representação gráfica da metodologia aplicada é apresentada na Figura 12.

Tal metodologia corresponde à associação do processo de projeto, das técnicas empregadas e das ferramentas utilizadas em cada uma das etapas.

O processo tem início com o levantamento de informações do pescador a partir do memorial de projeto. De posse destes dados e em conformidade com o plano de linhas, inicia-se a modelagem da geometria da embarcação no programa Rhinoceros. Optou-se por esta ferramenta de trabalho devido à alta capacidade de precisão e facilidade de representar geometrias 3D.

Nesta ferramenta ainda é realizado o estudo de estabilidade pela inserção dos dados de entrada relativo à cada uma das condições de carregamento estipuladas no projeto.

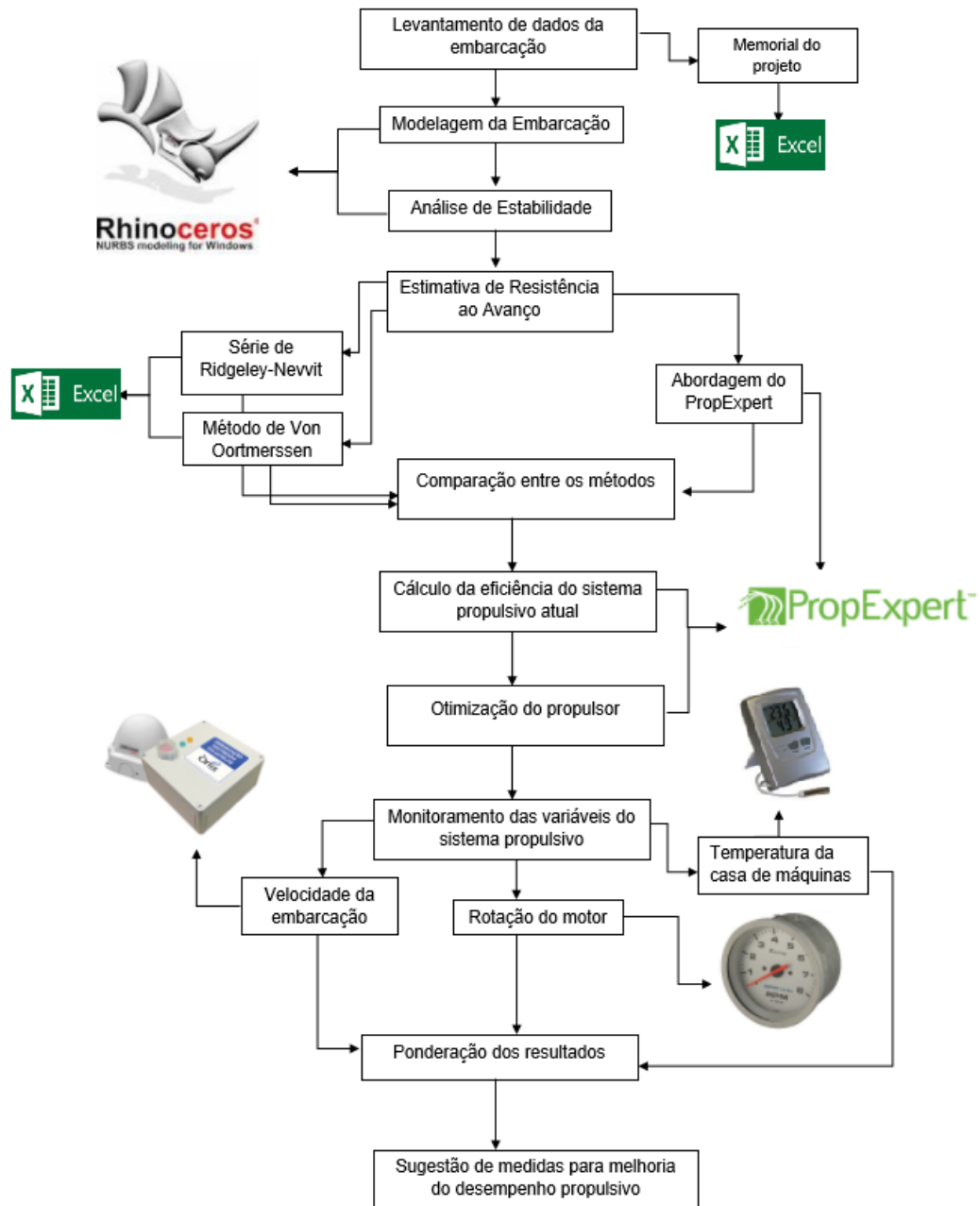
Na sequência foi realizada a estimativa da resistência ao avanço da embarcação por meio das diferentes abordagens e ferramentas selecionadas à análise, e, posteriormente, ponderado os resultados.

A etapa subsequente foi caracterizada pelo cálculo da eficiência do sistema propulsivo atual através da análise computacional executada pelo programa PropExpert, por meio da introdução dos parâmetros de projeto. Logo, para realizar o processo de otimização do propulsor também utilizou-se a mesma ferramenta.

A próxima tarefa consistiu no monitoramento das variáveis do sistema propulsivo. A temperatura da casa de máquinas, a rotação do motor e a velocidade da embarcação foram registradas através dos instrumentos de medição, sendo estes, respectivamente, o termômetro, o tacômetro e o equipamento de rastreamento por satélite.

Desta forma, os resultados foram ponderados. Logo, verificou-se quais os fatores podem estar contribuindo para a perda de eficiência energética. Por fim, com base nessa análise, sugeriu-se medidas para promover a melhoria do desempenho propulsivo da embarcação.

Figura 12 - Metodologia do trabalho proposto



Fonte: O autor (2017)

As etapas citadas neste capítulo serão descritas detalhadamente no capítulo 4, referente ao desenvolvimento do estudo.

## **4 DESENVOLVIMENTO**

Conforme estabelecido na metodologia, o desenvolvimento do trabalho começa com o levantamento das informações referentes ao projeto atual da embarcação em análise. Posteriormente, será apresentado o estudo de estabilidade referente às diferentes condições de carga consideradas para a embarcação. Na sequência será realizada a estimativa de resistência ao avanço, seguida do cálculo da eficiência do sistema atual. A etapa seguinte consiste na otimização do propulsor e por fim, descreve-se a análise da instalação propulsora, propondo eventuais melhorias no projeto.

### **4.1 DESCRIÇÃO DA EMBARCAÇÃO EM ANÁLISE**

O detalhamento da embarcação em questão é fundamental para aplicar um procedimento coerente de análise. Os dados foram coletados através das informações contidas no projeto da embarcação e verificados através da inspeção visual da embarcação.

Dentre as informações relevantes, destaca-se as características geométricas do barco, bem como o sistema propulsivo e os equipamentos envolvidos na operação de pesca .

#### **4.1.1 CARACTERÍSTICAS GERAIS**

A embarcação pesqueira em análise foi construída em aço no ano de 1987 e é destinada à pesca de camarão rosa nas áreas 40 e 41 da costa brasileira, que abrange todo o litoral sul e sudeste do país. O tipo de técnica de captura do pescado consiste no arrasto lateral, no qual duas redes são rebocadas em cada um dos bordos da embarcação. A capacidade de carga é avaliada em 47 toneladas. Na Figura 13 ilustra-se a embarcação de estudo.



Figura 13 - Embarcação pesqueira em estudo



Fonte: O autor (2017)

A embarcação conta com 5 tripulantes, dentre eles, 1 mestre, 1 motorista e 3 pescadores. A autonomia deste pesqueiro é avaliada em 30 dias caso este operasse sem desligar o motor, logo, permanece cerca de 60 dias em alto mar.

#### 4.1.2 Características geométricas

Os principais parâmetros geométricos, conforme consta no projeto da embarcação, estão listados na Tabela 4.

Tabela 4 - Relação das principais características geométricas

<b>Parâmetros</b>	<b>Valores</b>
Comprimento Total [m]	18,00
Comprimento entre perpendiculares [m]	15,50
Boca [m]	5,50
Calado de projeto [m]	2,73
Pontal [m]	2,85
Deslocamento Leve [t]	67,29
Deslocamento de Projeto [t]	115,00

Fonte: O autor (2017)

#### 4.1.3 SISTEMA PROPULSIVO

O sistema propulsivo é composto basicamente por um motor e um hélice conectados por meio de um eixo de transmissão. As informações referentes ao motor, hélice e eixo foram coletadas de acordo com o fabricante. As características dos elementos que compõe o sistema de propulsão são descritas na sequência.

##### 4.1.3.1 Motor

O motor e suas especificações estão resumidos na Tabela 5.

Tabela 5 - Descrição do sistema propulsivo

<b>Parâmetros do Motor</b>	<b>Informações de projeto</b>
Combustível	Diesel
Fabricante	Cummins
Modelo	N855M
Potência	195 C.V.
Rotação	1800 rpm

Fonte: O autor (2017)

##### 4.1.3.2 Hélice

O propulsor da embarcação é detalhado na Tabela 6.

Tabela 6 - Descrição do Propulsor

Parâmetros do propulsor	Informações de projeto
Modelo	Ka 4-60
Tipo	Hélice de passo Fixo
Número de pás	4
Diâmetro	1305 mm
$A_E/A_0$	0,60
Imersão máxima do propulsor	1800 mm
Tubeira	19 A - Fluxo Acelerado
Perfil da Tubeira	Foil
Diâmetro da Tubeira	1320 mm

Fonte: O autor (2017)

Na Figura 14 é apresentado o sistema de propulsão da embarcação em estudo, o qual o hélice encontra-se entubado.

Figura 14 - Hélice da embarcação



Fonte: O autor (2017)

#### 4.1.4 Eixo de transmissão

O eixo de transmissão (Figura 15) estabelecido entre o motor e o hélice possui uma relação de redução de torque de 5,6:1. Além disso, o seu diâmetro equivale à 75 mm.

Figura 15 - Eixo propulsivo da embarcação



Fonte: O autor (2017)

#### 4.1.5 EQUIPAMENTOS DE PESCA

Entre os equipamentos essenciais para desenvolver a operação de pesca, destacam-se as redes de arrasto, os tangones e os guinchos hidráulicos.

Os dados destes equipamentos foram fornecidos pelo armador, em conjunto com a descrição do projeto e são detalhados na Tabela 7.

Tabela 7 - Detalhamento dos Equipamentos de Pesca

<b>Equipamentos de Pesca</b>	<b>Especificações</b>
2 redes de arrasto (Bombordo e Boreste)	22 m de largura
1 rede de teste (Try-Net)	8 m de largura
2 tangones laterais	9 m de comprimento
2 guinchos hidráulicos	500 m de cabo de aço

Fonte: O autor (2017)

As redes de arrasto destacam-se entre os equipamentos de pesca. Sua função é envolver o pescado durante a atividade. Além das redes principais

dispostas em cada um dos bordos da embarcação, a rede de teste conhecida como Try-Net é uma rede em escala menor, utilizada para medir a produtividade da região.

Os tangones são estruturas responsáveis pelo afastamento e suporte das redes de arrasto. Estes mecanismos são presos na embarcação por mastros verticais e sustentados de proa à popa por cabos de aço, como visto na Figura 16.

Figura 16 - Tangones Laterais



Fonte: O autor (2017)

Em conjunto com os tangones, os guinchos hidráulicos desempenham a função de manipular as redes por meio de cabos de aço, sendo que estes possuem um comprimento de 500 m e bitola de 0,5 polegadas.

#### 4.2 MODELAGEM DO CASCO

Nesta seção é descrito o processo de modelagem do casco, a qual foi realizada a partir da tabela de cotas contida no projeto, em coerência com o plano de linhas, ambos disponibilizados pelo armador.

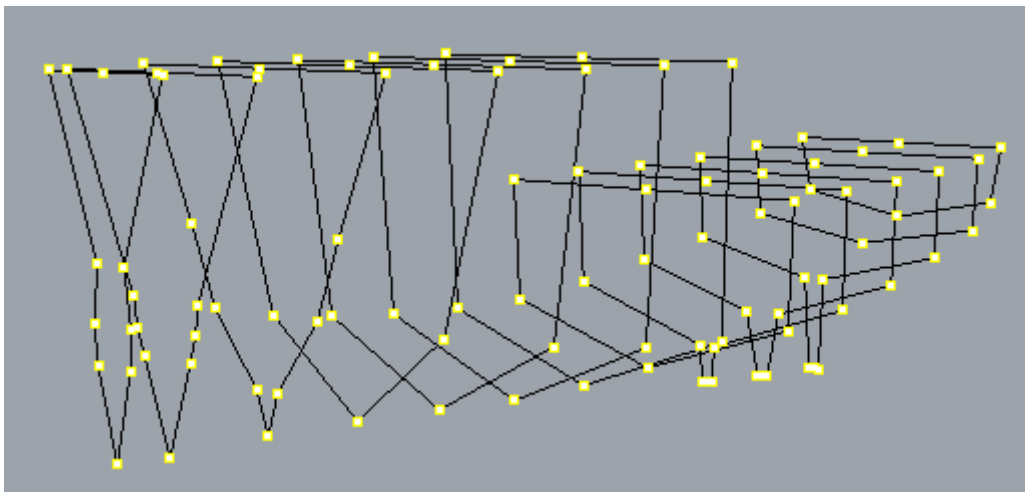
No entanto, o barco sofreu uma modificação durante a sua construção alterando o projeto original contido no memorial da embarcação. Nessa modificação

foi acrescentado um bulbo, cuja geometria não é mostrada nas tabelas de cotas. Decorrente disto, o comprimento entre perpendiculares foi alterado dificultando a modelagem fiel dos parâmetros de projeto.

Sendo assim, optou-se por reproduzir a geometria atual da embarcação, uma vez que a presença do bulbo modifica significativamente a resistência ao avanço, sendo este, um parâmetro primordial para a análise do desempenho propulsivo.

Primeiramente, inseriu-se no programa computacional as abcissas e ordenadas referentes a cada uma das 13 balizas. A seguir, os trechos de retas foram definidos entre cada dois pontos adjacentes de cada baliza. Para facilitar o trabalho, armazenou-se cada baliza em uma camada (layer) e a partir do espaçamento entre os planos transversais foi possível iniciar a modelagem tridimensional (Figura 17).

Figura 17 - Perspectiva do plano de balizas



Fonte: O autor (2017)

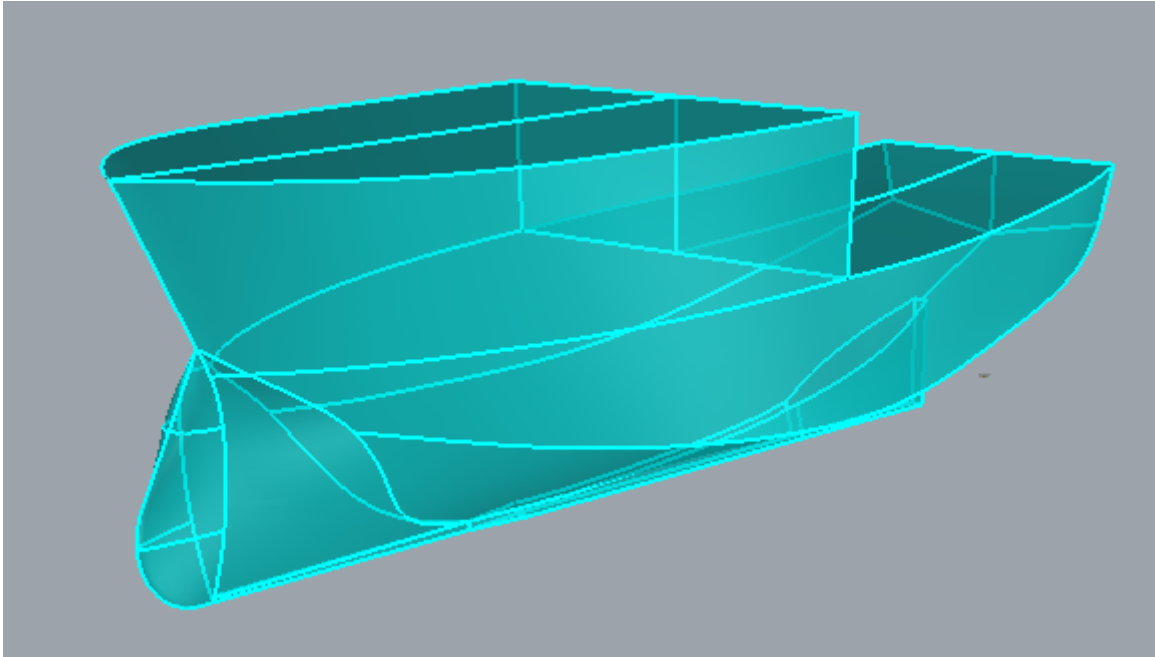
A superfície do casco foi gerada por meio de curvas, onde interpolou-se de maneira coerente os pontos de cada plano transversal ao longo do eixo longitudinal, ou seja, do comprimento da embarcação. De posse da superfície tridimensional, detectou-se a necessidade de suavizar as curvas.

Para tal, utilizou-se o comando de análise de curva e editou-se os pontos necessários de maneira minuciosa com o objetivo de carenar a superfície. De modo a avaliar a edição realizada, selecionou-se o comando "fair", que permite suavizar as curvas de maneira automática.

Ao finalizar a carenagem do casco, iniciou-se a modelagem do bulbo. Como não há informações sobre as dimensões do mesmo no projeto, utilizou-se como referência fotos nítidas da embarcação escalonadas no programa para as medidas reais, a fim de reproduzir a geometria da maneira mais fiel possível. A modelagem

final está ilustrada na Figura 18.

Figura 18 - Casco final modelado



Fonte: O autor (2017)

De posse da geometria completa da embarcação verificou-se se havia existência de superfícies abertas ou duplicadas que impeçam a análise. Na sequência, optou-se por importar o arquivo para o programa computacional Orca 3D, já que o mesmo disponibiliza inúmeros procedimentos de análise para cálculos geométricos e hidrostáticos, em função do calado ou peso da embarcação.

#### 4.3 ANÁLISE DE ESTABILIDADE

O estudo de estabilidade da embarcação pesqueira foi realizado conforme as condições de carregamento descritas no projeto da embarcação e de acordo com a NORMAM 01. Estas condições são definidas em função da capacidade dos grupos considerados na análise, como listado na Tabela 8.

Tabela 8 - Condições de Carregamento

	<b>Carga</b>	<b>Óleo</b>	<b>Gêneros</b>
Condição de Carregamento I	0%	100%	100%
Condição de Carregamento II	100%	35%	35%
Condição de Carregamento III	100%	10%	10%
Condição de Carregamento IV	20%	10%	10%

Fonte: O autor (2017)

As condições de carregamento I e II referem-se às condições de partida para as zonas de pesca, já as condições III e IV referem-se à condição de chegada ao porto de origem.

O procedimento de análise de tais condições de carregamento implica no desenvolvimento de certas etapas, como: a determinação dos pesos e centros da embarcação; o cálculo do efeito de superfície livre dos tanques à bordo; a execução da curva de estabilidade estática e, por fim, a verificação dos critérios de estabilidade conforme às normas da autoridade marítima.

#### 4.3.1 PESOS E CENTROS

Para avaliar as condições de carregamento foi necessário estimar os pesos de cada um dos grupos que compõem o porte bruto da embarcação, conforme o plano de capacidades da embarcação. Tais grupos estão relacionados nos tópicos seguintes.

- Óleo Diesel;
- Água;
- Gelo;
- Pescado;
- Mantimentos;
- Tripulação e pertences;
- Apetrechos de pesca.

O peso final de cada condição foi obtido por meio da soma do porte bruto e do peso leve da embarcação. Ainda para verificar a estabilidade é necessário dispor da posição dos centros de gravidade de cada grupo de análise.

Os valores da posição longitudinal do centro de gravidade (LCG) e da posição vertical do centro de gravidade (VCG) foram referenciados a partir da meia nau e da



linha de base de projeto, respectivamente, conforme indica o plano de capacidades da embarcação.

A partir do peso de cada grupo e das respectivas posições do centro de gravidade é possível determinar os momentos induzidos, conforme indica a Equação 16 e 17, e por fim, obter o LCG e VCG equivalente à cada condição de carregamento analisada.

$$\text{Momento}_{\text{Vertical}} = \text{Peso} * \text{VCG} \quad (16)$$

$$\text{Momento}_{\text{Longitudinal}} = \text{Peso} * \text{LCG} \quad (17)$$

Dadas estas informações, introduziu-se no programa computacional Orca 3D, os dados de equivalentes ao peso, VCG e LCG de cada situação, para enfim, obter as informações sobre a análise hidrostática e de equilíbrio transversal em cada uma das condições analisadas.

#### 4.3.2 EFEITO DE SUPERFÍCIE LIVRE

O efeito de superfície livre deve ser considerado nos cálculos de estabilidade para todo tanque que não for totalmente preenchido pelo líquido no qual transporta (Condições: II, III e IV). Sendo assim, os braços de endireitamento devem ser corrigidos, como indica a Equação 18.

$$GZ_L = GZ - (\text{Momento}_{S.L.} / \Delta) \quad (18)$$

Primeiramente, deve-se determinar o momento de superfície livre gerado pela variação de volume do tanque para cada ângulo de inclinação. O cálculo de tal variável consta na NORMAM 01 e está explicado no Anexo D.

#### 4.3.3 CURVA DE ESTABILIDADE ESTÁTICA

Além das condições de carregamento citadas no Item 4.3, a NORMAM 01 estabelece que as embarcações de pesca tenham a estabilidade transversal avaliada para os seguintes ângulos de inclinação: 0°, 5°, 10°, 15°, 20°, 25°, 30°, 35°, 40°, 50° e 60°.

Com relação à análise de estabilidade, indicou-se como dado de entrada os ângulos de inclinação de interesse no programa Orca 3D. Logo, foi possível obter o

braço de endireitamento (GZ) e o ângulo de trim em função desses ângulos.

Por fim, a curva de estabilidade estática pode ser traçada. Nessas curvas, o eixo das abscissas representa os ângulos de inclinação, em graus, e, o eixo das ordenadas representa os braços de endireitamento, em metros.

#### 4.3.4 Verificação dos critérios de estabilidade

De acordo com a NORMAM 01, as embarcações de pesca deverão atender aos seguintes critérios de estabilidade:

- a. Área sob a curva compreendida entre os ângulos de inclinação de  $0^\circ$  e  $30^\circ$  não deverá ser inferior a 0,055 m.rad;
- b. Área sob a curva compreendida entre os ângulos de inclinação de  $0^\circ$  e  $40^\circ$  não deverá ser inferior a 0,090 m.rad;
- c. Área sob a curva compreendida entre os ângulos de inclinação de  $30^\circ$  e  $40^\circ$  não será inferior a 0,030 m.rad;
- d. O braço de endireitamento correspondente ao ângulo de inclinação de  $30^\circ$  não deverá ser menor do que 0,20 m;
- e. O braço de endireitamento máximo deverá ocorrer em um ângulo de inclinação maior ou igual a  $25^\circ$ ;
- f. A altura metacêntrica inicial ( $GM_0$ ) não deve ser menor do que 0,35 m.

A verificação dos critérios a, b e c foi realizada a partir do cálculo da área da curva conforme o intervalo de interesse. Para tal, dividiu-se a curva em 10 intervalos, coincidente com os ângulos de análise e calculou-se a área dos mesmos a partir da fórmula dos trapézios.

Já para a averiguação dos critérios d e e, utilizou-se como recurso a inspeção visual dos dados gráficos. Por fim, a checagem do critério f pode ser dada pelo resultado da altura metacêntrica calculada na análise hidrostática.

#### 4.4 CONDIÇÃO DE PROJETO

Segundo as informações presentes no memorial descritivo da embarcação, a condição de projeto refere-se a um deslocamento total de 115 toneladas, cujo calado equivale à 2,73 metros. No entanto, não há detalhes sobre tal informação, muito menos sobre o sistema de referência destas medidas.

Sendo assim, optou-se por adotar a Condição de Carregamento I (constante

no memorial de cálculos) como a condição de projeto a ser utilizada para o desenvolvimento das próximas análises. Essa escolha baseia-se no fato de que, além de ter o valor do deslocamento semelhante, dispõe-se de diversas informações que serão necessárias nas etapas seguintes do projeto e estão referenciadas na Tabela 9.

Tabela 9 - Características principais da condição de projeto

<b>Parâmetros</b>	<b>Valores</b>
Comprimento total [m]	18,08
Comprimento entre perpendiculares [m]	16,45
Comprimento de linha d'água [m]	17,51
Boca [m]	5,57
Calado [m]	2,93
Deslocamento Total [t]	113,72
Coeficiente de Bloco	0,40
Coeficiente de Secção Mestra	0,62
Coeficiente da Área de Flutuação	0,78
Área transversal do bulbo [m <sup>2</sup> ]	1,30

Fonte: O autor (2017)

#### 4.5 RESISTÊNCIA A AVANÇO

A resistência ao avanço foi estimada conforme os métodos pertinentes à embarcação em estudo, ou seja, adequados a embarcações pesqueiras de arrasto e verificados os limites de validade de cada técnica considerada.

Desta forma, optou-se pela utilização da série sistemática de Rideley-Nevit, além do método de Van Oortmersen. Os cálculos foram executados por meio de uma planilha eletrônica automatizada, desenvolvida por Hashiba, Tancredi e Andrade (2012) .

Cada um dos métodos fornece o coeficiente de resistência residual. Logo, a resistência total ao avanço da embarcação pode ser determinada através do coeficiente de resistência total.

Além dos métodos clássicos de predição da resistência, optou-se também por calcular a resistência ao avanço a partir da ferramenta computacional. O PropExpert realiza a estimativa da curva de potência instalada do motor (BHP) em função da velocidade de serviço. Desta forma, copilou-se os resultados das potências para

diversas velocidades de serviço e a partir da multiplicação pelo coeficiente do sistema propulsivo atual, cuja sua obtenção será descrita no Item 4.6, obteve-se os valores da resistência ao avanço.

Ainda utilizou-se esta ferramenta para estimar a resistência ao avanço a partir da força de empuxo calculada pelo programa. De acordo com a Equação 5, descrita no capítulo 2, e conforme o valor do coeficiente de redução de força propulsora adotado pelo programa, pôde-se calcular obter os resultados de resistência conforme a velocidade. As etapas do procedimento realizado pelo programa serão detalhadas nos Itens 4.6 e 4.7.

#### 4.6 ANÁLISE DA EFICIÊNCIA ATUAL DO PROPULSOR

Com base nos parâmetros atuais do hélice foi possível estimar a eficiência do propulsor. No entanto, conforme indica Oosterveld (1971), não há modelo de previsão para os coeficientes da série Kaplan para um hélice Ka 4-60 inserida no tubulão 19A. No entanto, para um propulsor de 4 pás, indicam-se apenas os coeficientes respectivos às razões de áreas 0,55 e 0,70.

Como alternativa, optou-se por calcular a eficiência atual do propulsor através do programa PropExpert. Nele há possibilidade de variar a razão de áreas de 0,55 até 0,70 em incrementos de 0,5, devido à interpolação proposta dos coeficientes polinomiais.

O PropExpert é um programa desenvolvido pela HydroComp e utilizado por inúmeros fabricantes de hélices devido à confiabilidade dos resultados comprovados em provas de mar e ainda possibilita otimizar um projeto de hélice através da modificação de diversos parâmetros.

Com relação às embarcações de arrasto, é possível prever a resistência ao avanço induzida durante tal operação devido ao banco de dados proveniente dos testes prévios com embarcações semelhantes.

O cálculo da eficiência do propulsor foi então executado no programa através de três etapas, sendo estas: a implementação dos dados gerais de projeto, detalhamento da máquina principal e do propulsor, conforme detalhado a seguir.

##### 4.6.1 Dados Gerais de projeto

Primeiramente, indicou-se como parâmetros de entrada os dados de projeto, referentes às informações da embarcação e do sistema propulsivo, descritas na Tabela 10.

Tabela 10 - Parâmetros de entrada

<b>Variáveis</b>	<b>Entradas</b>
Tipo de embarcação	Deslocamento
Tipo de serviço	Reboque
Tipo de água	Salgada
Número de propulsores	1
Máximo diâmetro [mm]	1305
Imersão máxima do propulsor [mm]	1800
Estilo de propulsão	Canalizado
Comprimento de linha d'água [m]	17,51
Peso [t]	113,720
Velocidade de serviço [nós]	9,00
Média da velocidade de arrasto [nós]	2,54

Fonte: O autor (2017)

Com base nestas informações, o programa indica uma análise preliminar da potência necessária para atingir as velocidades indicadas. Para isso, utiliza como recurso a implementação de formulações empíricas, que determinam a potência total instalada na máquina principal em hp (BHP), através da relação entre o deslocamento da embarcação e a velocidade de serviço.

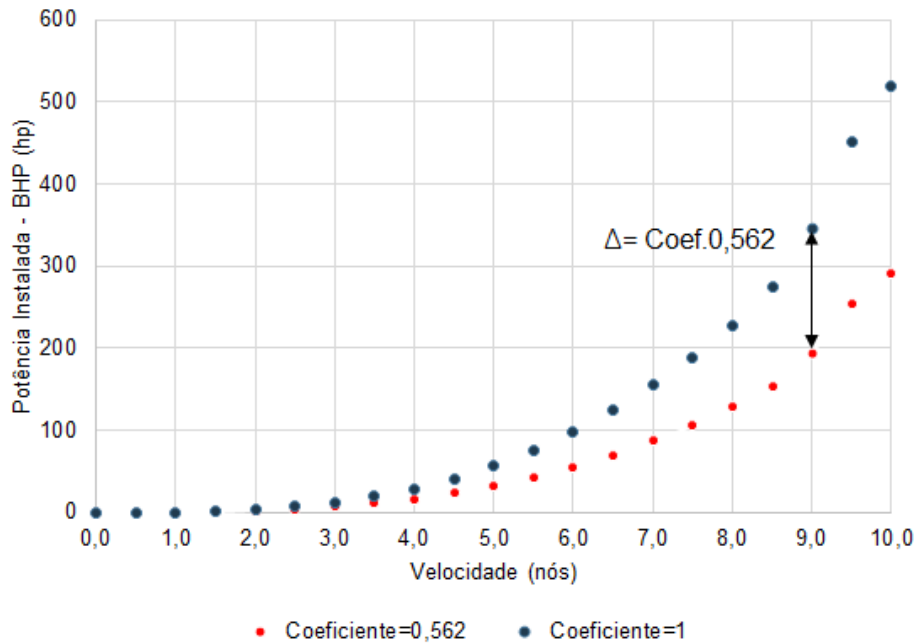
Por meio desta estimativa é possível verificar se a demanda de potência atual do motor atende à condição de carregamento e as velocidades definidas no projeto. Caso contrário, o software fornece um fator multiplicador, denominado "Speed/Power by Average Hull" que permite modificar a potência sem alterar a velocidade.

A modificação deste parâmetro é atribuída à provas de mar realizadas com embarcações existentes que atingem uma potência diferente da indicada pelo programa. Assim o que se propõe é um método empírico geral que deve ser ajustado com base em prova de mar.

A faixa de valores permitida para o coeficiente de ajuste é de 0 a 1, sendo 1 o valor máximo de confiabilidade ao cálculo desenvolvido pelo programa, sendo que, o valor 0,9 é sugerido no manual.

Assim, utilizou-se a velocidade do motor e a máxima velocidade observada na embarcação para ajustar o modelo empírico, o que resultou em um coeficiente "Speed/Power by Average Hull" no valor de 0,562. Na Figura 19 é reproduzida as duas curvas de potência instalada do motor em função da velocidade de serviço para o coeficiente com valor unitário e para o coeficiente ajustado ao projeto.

Figura 19 - Gráfico da potência instalada do motor em função da velocidade de serviço gerada pelo PropExpert



Fonte: O autor (2017)

Desta forma é possível observar que para uma mesma velocidade, os valores da potência instalada do motor respectivas à cada um dos coeficientes se diferem conforme um fator de 0,562, ou seja, o valor da potência instalada dada a partir do coeficiente ajustado ao projeto equivale à 56,2% do valor da potência instalada obtida por meio do coeficiente unitário.

Ainda foi preciso estabelecer os valores de alguns coeficientes envolvidos no processo de integração casco-hélice-motor. Tais parâmetros podem ser inseridos manualmente ou calculados a partir de estimativas do próprio programa, como indicado na Tabela 11.

Tabela 11 - Coeficientes relacionados ao processo de integração casco-hélice-motor estimados pelo programa

Parâmetros	Estimativa
Coeficiente de Esteira (w)	0,150
Coeficiente de Redução de Força Propulsora (t)	0,199
Eficiência rotativa relativa ( $\eta_{RR}$ )	1,020
Eficiência de transmissão ( $\eta_t$ )	0,970

Fonte: O autor (2017)

Já que a estimativa destes parâmetros realizadas pelo programa utilizado baseia-se em amplos resultados obtidos através de provas de mar de variados tipos de embarcações de arrasto, optou-se por utilizar os valores sugeridos pelo programa.

#### 4.6.2 Detalhamento da Máquina Principal

No decorrer desta etapa, detalhou-se a máquina principal bem como as suas margens de operação, conforme mostrados na Tabela 12.

Tabela 12 - Descrição da Máquina Principal

<b>Variáveis</b>	<b>Entradas</b>
Modelo	N855M
Fabricante	Cummins
Tipo de combustível	Diesel
Potência nominal [hp]	195
Rotação nominal [rpm]	1800
Consumo de combustível [l/hr]	40,6
Percentual de energia fornecida [%]	100
Percentual de rotação atingida [%]	100

Fonte: O autor (2017)

Desta forma, obtém-se a curva aproximada de potência do motor em função da rotação, conforme discutido na fundamentação teórica.

#### 4.6.3 Detalhamento do Propulsor

Os próximos passos consistiram na inclusão dos dados do propulsor, como o tipo de série, o número de pás, a razão de áreas, o diâmetro e a razão de redução. Tais informações são listadas na Tabela 13.

Tabela 13 - Especificações do propulsor

Variáveis	Entradas
Série	Kaplan
Número de pás	4
Razão de áreas	0,60
Diâmetro [mm]	1305
Passo	1260
Relação de redução	5,60

Fonte: O autor (2017)

Ainda foi preciso estabelecer que o dimensionamento do hélice fosse realizado tanto para a velocidade de serviço (9 nós) quanto para a velocidade de arrasto (2,54 nós).

#### 4.6.4 Resultados do programa

Concluídas estas etapas, o programa fornece o resultado de diversos parâmetros de projeto em função da velocidade de serviço e da velocidade de arrasto. Dentre eles, ressalta-se a força de empuxo, a rotação do motor e do propulsor, a eficiência do hélice e do sistema propulsivo.

Além disso, o programa indica se o propulsor dimensionado atende o limite de cavitação e se a área da pá é adequada à tal fenômeno ou se esta pode ser susceptível à falha devido ao excesso de cavitação.

Os limites de cavitação foram determinados a partir de ensaios com hélices em escala real, onde determinava-se a velocidade de ocorrência de cavitação. Ao plotar os resultados da velocidade da embarcação em função da rotação do propulsor, verificou-se um comportamento linear. Sendo assim, os pontos posicionados fora desta margem condicionam a incidência de cavitação.

Para um propulsor entubado da série Kaplan, admite-se o valor mínimo de pressão na pá de 8,5 psi e o Critério de Razão de Áreas de Van Mennen. Os valores acima de 100% dos critérios estabelecidos condicionam a ocorrência de cavitação.

#### 4.7 OTIMIZAÇÃO DO PROPULSOR

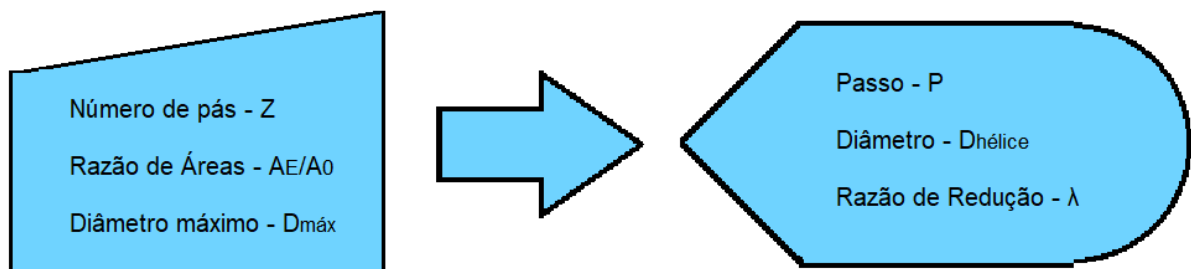
A otimização do propulsor foi realizada também através do programa PropExpert, na qual foram consideradas 18 possíveis configurações do mesmo. As



variáveis de entrada envolvidas no processo e respectivas ao propulsor foram: o número de pás ( $Z$ ), a razão de áreas ( $A_E/A_0$ ) e o diâmetro máximo ( $D_{m\acute{a}x}$ ).

Desta forma, o programa indica o valor do passo ( $P$ ) e o diâmetro do hélice ( $D_{hélice}$ ) otimizados, além da razão de redução ( $\lambda$ ) adequada à tais parâmetros. Na Figura 20 representa-se o esquema das variáveis de entrada e saída do programa computacional.

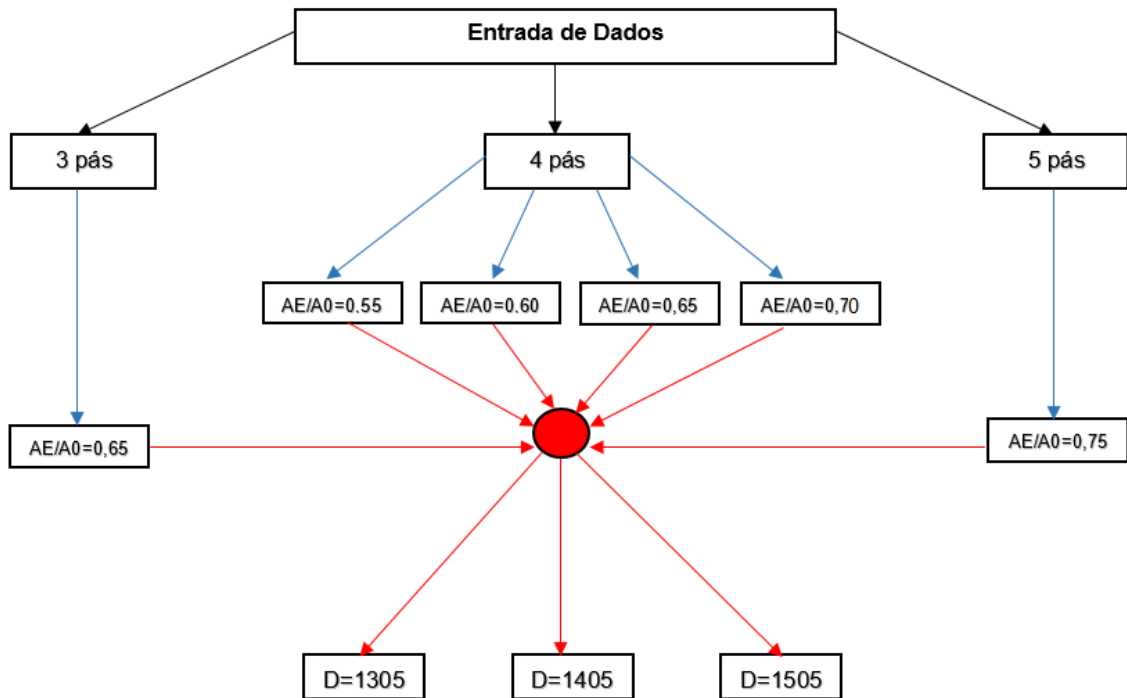
Figura 20 - Dados de entrada e saída



Fonte: O autor (2017)

É importante observar que a otimização do parâmetro  $A_E/A_0$  da série Kaplan não é executada de maneira automática pelo programa. Pois no caso da série Kaplan, não existe proposição confiável para interpolação de diferentes valores de razão de área, até porque, apenas poucas áreas foram ensaiadas para cada número de pás. Sendo assim, estabeleceu-se um procedimento de análise para a otimização do propulsor, conforme mostrado no fluxograma da Figura 21.

Figura 21 - Esquema do procedimento de entrada de dados para a otimização



Fonte: O autor (2017)

Conforme mostrado na Figura 21, foram consideradas 6 combinações possíveis entre número de pás e razão de áreas. Cada configuração resultou em três procedimentos de otimização distintos, sendo cada um representando por um dos três valores de diâmetro disponíveis para hélices comerciais, em milímetros. Assim, no total foram realizados 18 procedimentos de otimização, onde buscou-se a razão  $P/D$  que maximizasse a eficiência; respeitando o critério de ocorrência de cavitação iniciado à partir de 100% dos valores de referência adotados pelo programa.

Destaca-se que o valor dos diâmetros foi estabelecido conforme o fabricante. O mesmo indicou que para não comprometer o funcionamento do hélice e de acordo com as limitações do projeto, poderia haver um aumento de até 200 mm nesta variável. As medidas comerciais padrões dentro deste intervalo coincidem com um diâmetro de 1405 mm e 1505 mm. Ainda segundo o fabricante, a seleção destas medidas deve estar associada com o diâmetro das tubeiras, o qual adota 15 milímetros além do diâmetro do propulsor.

Desta forma, a variação do diâmetro do hélice pode implicar na mudança do diâmetro do eixo e do tubo telescópico, pois o aumento do carregamento nas pás do propulsor induz um acréscimo no torque transmitido pelo eixo.

Como forma de avaliar esta possível mudança, o programa permite calcular o

diâmetro do eixo conforme a indicação do material, tensão de cisalhamento e fator de segurança, utilizando como recomendações as normas técnicas e valores da indústria.

O procedimento de otimização se encerra a partir da compilação dos resultados disponibilizados pelo programa não só relativos à geometria do propulsor, mas também quanto aos fatores de desempenho, como o rendimento durante a operação de arrasto e cruzeiro, além da indicação do fenômeno de cavitação.

#### 4.8 ANÁLISE DAS VARIÁVEIS DE DESEMPENHO DO SISTEMA PROPULSIVO

Outra das etapas descritas na metodologia consiste na verificação do desempenho da embarcação através do monitoramento dos principais parâmetros que interferem no seu desempenho operacional. Segundo Guesse (2016), o estudo prático permite a obtenção de informações relevantes para determinar aspectos que possam estar contribuindo para a perda de eficiência, bem como os pontos de operação ideais para o motor, por exemplo.

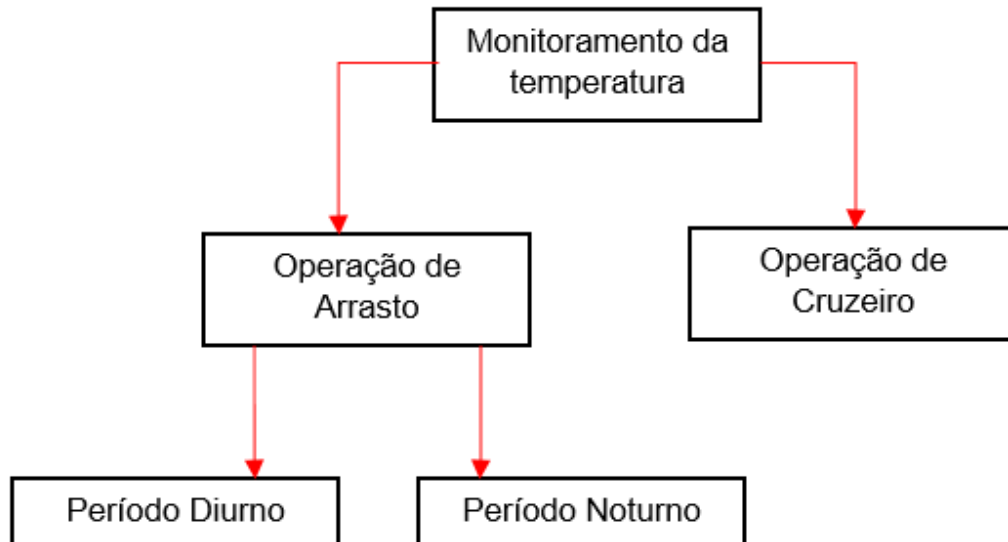
Sendo assim, monitorou-se entre os dias 14 de agosto e 27 de setembro a temperatura interna e externa à casa de máquinas, a rotação do motor e a velocidade da embarcação, sob duas condições distintas de análise. A primeira consiste na operação de arrasto desenvolvida pela embarcação, e a segunda, na condição de cruzeiro, ou seja, quando a embarcação navega livremente.

Outro parâmetro também analisado foi a ventilação da sala de máquinas através do cálculo das áreas transversais das entradas e saídas de ar.

##### 4.8.1 Temperatura interna e externa à sala de máquinas

O monitoramento da temperatura foi realizado através do registro diário da temperatura interna e externa à casa de máquinas com o auxílio de um termômetro digital. A medição foi realizada conforme às operações de arrasto e cruzeiro, bem como o período de monitoramento, como representado na Figura 22.

Figura 22 - Fluxograma da medição de temperatura



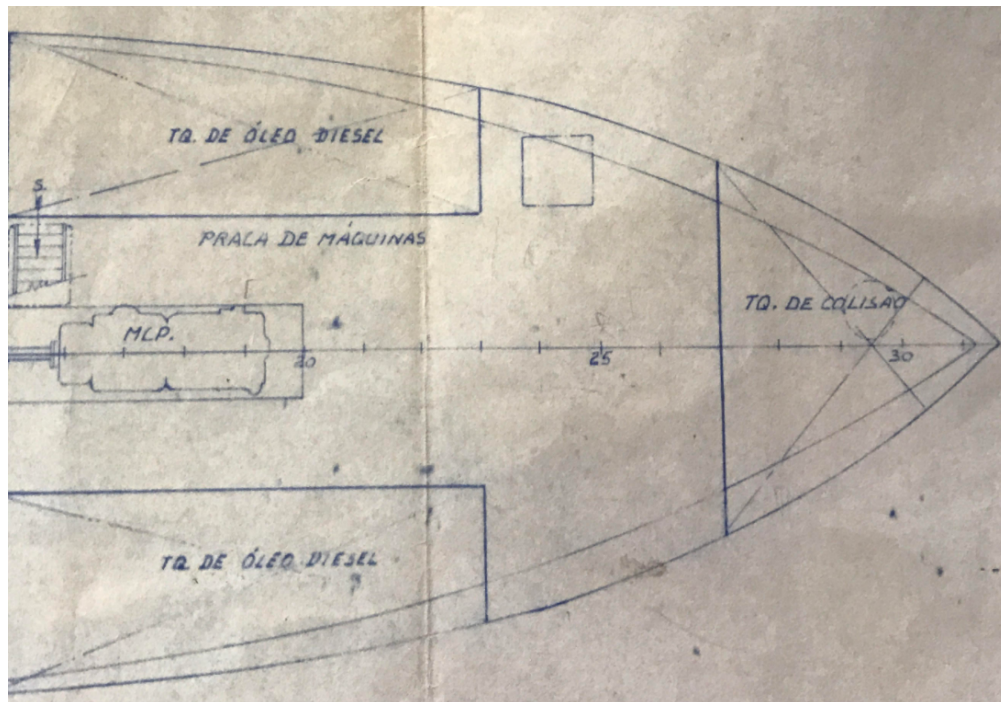
Fonte: O autor (2017)

Ao dispor destes dados foi possível confrontá-los com especificações técnicas do fabricante do motor. O mesmo indica algumas faixas de temperatura da casa de máquinas recomendadas para o funcionamento adequado do motor, além de indicar a máxima diferença de temperatura entre o interior da praça de máquinas e o ambiente externo. Estas variáveis quando extrapoladas podem danificar o motor e os outros equipamentos, além de comprometer o seu desempenho operacional.

#### 4.8.2 Ventilação da sala de máquinas

Outro fator diretamente relacionado com a temperatura é a ventilação da sala de máquinas. É importante averiguar se tal ambiente possui a circulação de ar necessária para possibilitar o processo de combustão e expelir os gases tóxicos decorrentes deste processo. Na Figura 23 é mostrada a planta da praça de máquinas da embarcação em análise.

Figura 23 - Planta da praça de máquinas



Fonte: O autor (2017)

Nesta figura pôde-se verificar a localização do motor principal e dos tanques de combustível. A configuração da sala de máquinas, bem como os elementos instalados, é representada na Figura 24.

Figura 24 - Sala de máquinas da embarcação de 59 pés



Fonte: O autor (2017)

A circulação adequada é alcançada quando o ar fresco que entra na sala de máquinas é direcionado para baixo, enquanto o ar quente é ventilado para o topo do ambiente, aonde a temperatura é maior. (WILSON, 1999).

Segundo Wilson (1999), a área transversal da entrada de ar na casa de máquinas deve ser de pelo menos  $8 \text{ cm}^2$  por hp do motor. A mesma relação é adotada para a saída de ar.

Sendo assim, como parâmetro inicial de análise, identificou-se e calculou-se

as áreas transversais das entradas e saídas de ar da sala de máquinas. A Figura 25 revela as duas entradas de ar localizadas no convés de proa da embarcação.

Figura 25 - Entradas de ar da embarcação



Fonte: O autor (2017)

O prolongamento destas entradas de ar é feito através de uma tubulação que atravessa o segundo pavimento da embarcação e desemboca no teto da casa de máquinas. No que diz respeito às saídas de ar, existem três escapes no ambiente direcionados à popa da embarcação, além do próprio escapamento dos gases de exaustão do M.C.P. e do M.C.A., como mostrado na Figura 26.

Figura 26 - Saídas de ar da sala de máquinas



Fonte: O autor (2017)

Após a identificação das entradas e saídas de ar, calculou-se as suas respectivas áreas e comparou-se com as áreas requeridas por Wilson (1999).

#### 4.8.3 Rotação

A rotação do motor foi especificada de maneira análoga à temperatura. O registro se deu conforme a indicação do tacômetro do motor. De posse desta variável é pertinente associá-la com a temperatura e também, averiguar se o motor opera em máxima rotação e a frequência em que isso ocorre.

#### 4.8.4 Velocidade

O levantamento das velocidades é feito automaticamente pelo Sistema de Posicionamento por Satélite (GPS) contido na embarcação. O histórico de posições e velocidades do pesqueiro é armazenado a cada hora. Nele constam registros relativos à posição (latitude e longitude) e à velocidade (módulo e direção) da

embarcação.

A partir destes informes é possível traçar um perfil de missão da embarcação. Para tal, calcula-se a velocidade média de arrasto e de cruzeiro (navegação livre), bem como a frequência de cada uma.

#### 4.9 PERFIL DE MISSÃO DA EMBARCAÇÃO

O perfil de missão do pesqueiro retrata as atividades desenvolvidas pela embarcação durante a navegação, bem como a frequência de cada uma. Conforme citado anteriormente, o perfil de missão foi elaborado a partir das informações advindas do sistema de posicionamento global (GPS) da embarcação. O equipamento possibilita a geração automática de um relatório informativo no período de interesse desejado.

A análise foi desenvolvida com 729 amostras, no período de 31 dias. Dentre estas amostras, diferiu-se os resultados de acordo com a condição de análise (cruzeiro e arrasto), sendo que o tempo que embarcação permaneceu parada foi desconsiderado. A diferenciação entre cruzeiro e arrasto foi realizada com o auxílio do armador, profundo conhecedor da rotina da embarcação, em especial no tocante as velocidades usuais de de arrasto e cruzeiro.

Deste modo, contabilizou-se a periodicidade da operação de arrasto e cruzeiro, além da frequência da execução do arrasto no período diurno e noturno.



## 5 RESULTADOS

Os resultados das etapas desenvolvidas no decorrer deste trabalho serão apresentados neste capítulo. Pode-se destacar 4 grandes grupos de resultados: a análise de estabilidade, a análise de resistência ao avanço, a análise de otimização do propulsor e, por fim, a análise das condições de operação do motor.

### 5.1 ANÁLISE DE ESTABILIDADE

O estudo de estabilidade da embarcação foi aplicado às quatro condições de carregamento estabelecidas para análise, cujo seu detalhamento encontra-se nos tópicos subsequentes. Os resultados completos advindos do programa computacional bem como o cálculo do efeito de superfície livre encontram-se no Apêndice A.

#### 5.1.1 Pesos e Centros

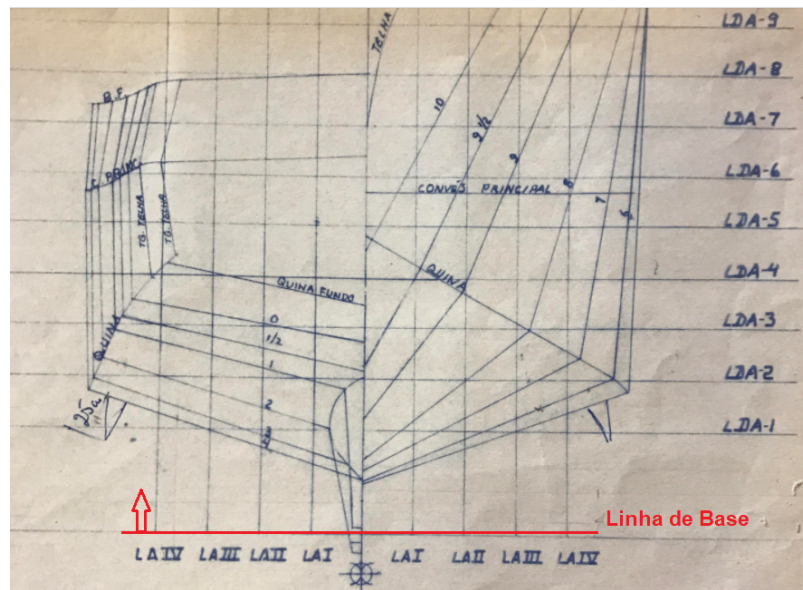
As condições de carregamento foram obtidas a partir da composição das parcelas do peso total, bem como a posição vertical e longitudinal do centro de gravidade em relação ao sistema de referência.

O sistema de referência adotado coincide com o de projeto, tendo em vista a finalidade de estabelecer um comparativo entre eles. Na Figura 27 indica-se este parâmetro de referência.

Conforme indicado na Figura 27, a posição vertical do centro de gravidade é estabelecida a partir da linha de base de projeto. Já a posição longitudinal é orientada em relação à meia nau (8,65 m do espelho de popa), sendo que os valores negativos correspondem à popa e, os positivos à proa da embarcação.

Na sequência serão expostas a descrição dos pesos e centros de cada condição de carregamento.

Figura 27 - Sistema de referências das posições do centro de gravidade conforme o projeto



Fonte: O autor (2017)

#### 5.1.1.1 Condição de Carregamento I

A Condição de Carregamento I consiste na condição de partida para as zonas de pesca, na qual a embarcação encontra-se sem carga e totalmente abastecida de gêneros e óleo. Na Tabela 14 descreve-se a composição do peso total, bem como os dados dos centros de gravidade.

Tabela 14 - Descrição da Condição de Carregamento I

Discriminação	Peso (t)	VCG (m)	Momento Vertical (t.m)	LCG (m)	Momento Longitudinal (t.m)
Óleo Diesel	17,34	2,36	40,92	1,45	25,14
Água	7,78	2,60	20,23	-6,69	-52,05
Gelo	16,21	2,35	38,09	-4,40	-71,32
Pescado	-	-	-	-	-
Mantimentos	0,30	4,35	1,31	0,10	0,03
Tripulação	0,60	4,59	2,75	4,65	2,79
Apetrechos de Pesca	4,2	3,85	16,17	-4,15	-17,43
Porte Bruto	46,43	2,57	119,47	-2,43	-112,84
Deslocamento Leve (t)	67,29	2,84	191,10	0,36	24,22
Deslocamento Total	113,72	2,73	310,58	-0,78	-88,61

Fonte: O autor (2017)

Conforme a tabela, constata-se que esta condição implica num deslocamento de 113,72 t, cujo centro está posicionado verticalmente à 2,73 m da linha de base de projeto e longitudinalmente, à 0,78 m da meia nau no sentido da popa da embarcação.

#### 5.1.1.2 Condição de Carregamento II

As parcelas do peso total e as respectivas posições dos centros de gravidade da Condição de Carregamento II (condição de partida para as zonas de pesca, a qual a embarcação encontra-se totalmente abastecida de gêneros e óleo e com 35% de sua captura) estão informadas na Tabela 15.

Tabela 15 - Descrição da Condição de Carregamento II

<b>Discriminação</b>	<b>Peso (t)</b>	<b>VCG (m)</b>	<b>Momento<sub>Vertical</sub> (t.m)</b>	<b>LCG (m)</b>	<b>Momento<sub>Longitudinal</sub> (t.m)</b>
Óleo Diesel	6,07	1,68	10,20	1,45	8,80
Água	2,72	2,05	5,58	-6,70	-18,24
Gelo	13,78	2,35	55,77	-3,10	-42,72
Pescado	23,73	2,35	32,38	-3,10	-73,56
Mantimentos	0,11	4,35	0,46	0,10	0,01
Tripulação	0,6	4,59	2,75	4,65	2,79
Apetrechos de Pesca	4,2	3,85	16,17	-4,15	-17,43
Porte Bruto	51,21	2,41	123,31	-2,74	-140,35
Deslocamento Leve	67,29	2,84	191,10	0,36	24,22
Deslocamento Total	118,50	2,65	314,41	-0,98	-116,13

Fonte: O autor (2017)

Nota-se que tal carregamento acarreta num deslocamento total de 118,50 toneladas, cujos valores do VCG e LCG são respectivamente, 2,65 metros (em relação à linha de base) e 0,98 metros (à ré da meia nau).

#### 5.1.2 Condição de Carregamento III

A Tabela 16 contém os dados dos pesos e centros da Condição de Carregamento III, respectiva à condição de chegada da embarcação ao porto de origem, com captura total e abastecida com 10% de gêneros e óleo.

Tabela 16 - Descrição da Condição de Carregamento III

<b>Discriminação</b>	<b>Peso (t)</b>	<b>VCG (m)</b>	<b>Momento Vertical (t.m)</b>	<b>LCG (m)</b>	<b>Momento Longitudinal (t.m)</b>
Óleo Diesel	1,73	1,36	2,36	1,40	2,43
Água	0,78	1,83	1,42	-6,68	-5,20
Gelo	13,09	2,35	30,76	-3,91	-51,18
Pescado	23,73	2,35	55,77	-3,10	-73,56
Mantimentos	0,03	4,35	0,13	0,10	0,00
Tripulação	0,60	4,59	2,75	4,65	2,79
Apetrechos de pesca	4,20	3,85	16,17	-4,15	-17,43
Porte Bruto	44,16	2,48	109,36	-3,22	-142,15
Deslocamento Leve	67,29	2,84	191,10	0,36	24,22
Deslocamento Total	111,45	2,70	300,47	-1,06	-117,93

Fonte: O autor (2017)

Verifica-se que o deslocamento total de tal carregamento é de 111,45 t, cujo centro de gravidade localiza-se na direção vertical à 2,70 m da linha de base e longitudinalmente, à 1,06 m da seção mestra, orientado à popa da embarcação.

### 5.1.3 Condição de Carregamento IV

A condição de carregamento IV reflete a chegada da embarcação ao porto de origem abastecida com 10% de gêneros e óleo e com 20% da sua capacidade de captura. Na Tabela 17 expõe-se este caso.

Tabela 17 - Descrição da Condição de Carregamento IV

Discriminação	Peso (t)	VCG (m)	Momento Vertical (t.m)	LCG (m)	Momento Longitudinal (t.m)
Óleo Diesel	1,73	1,46	2,36	1,40	2,43
Água	0,78	1,83	1,42	-6,68	-5,20
Gelo	13,09	2,35	30,76	-3,91	-51,18
Pescado	5,59	2,35	13,14	-2,43	-13,58
Mantimentos	0,03	4,35	0,13	0,10	0,00
Tripulação	0,6	4,59	2,75	4,65	2,79
Apetrechos de pesca	4,20	3,85	16,17	-4,15	-17,43
Porte Bruto	26,02	2,56	66,73	-3,16	-82,17
Deslocamento Leve	67,29	2,84	191,10	0,36	24,22
Deslocamento Total	93,31	2,76	257,84	-0,62	-57,95

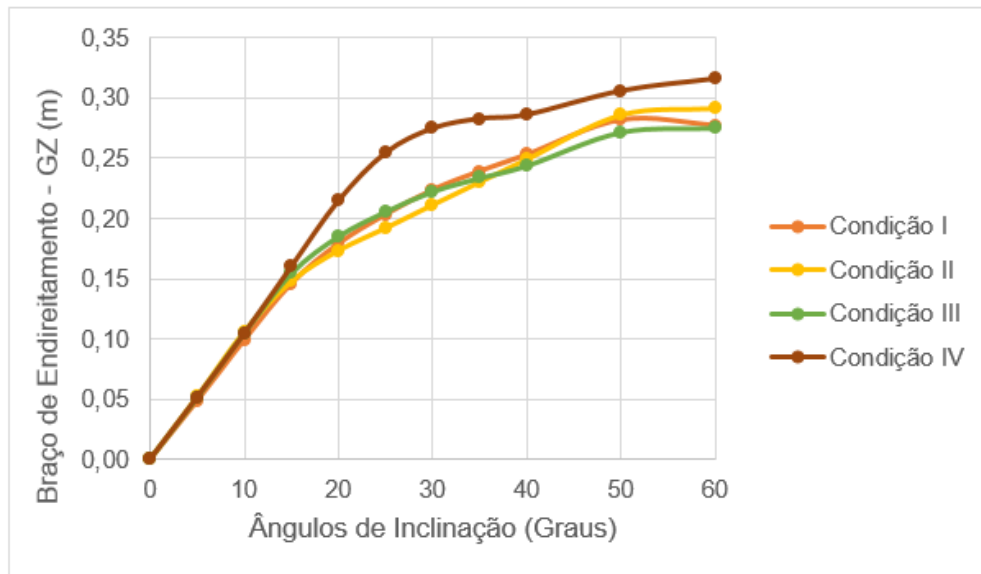
Fonte: O autor (2017)

Ao analisar os valores obtidos, destaca-se que esta condição possui o menor deslocamento dentre as condições, sendo este de 93,31 t. O mesmo possui o centro de gravidade posicionado à 2,76 m da linha de base e à 0,62 m à ré da meia nau.

#### 5.1.4 Verificação dos critérios de estabilidade

A fim de inspecionar se as condições de carregamento impostas estão de acordo com os critérios de estabilidade previstos na NORMAM, elaborou-se as curvas de estabilidade estática de cada condição. Os resultados individuais estão mostrados no Apêndice A. Logo, a representação agregada das curvas de estabilidade estática é apresentada na Figura 28.

Figura 28 - Curva de estabilidade estática das 4 condições de carregamento



Fonte: O autor (2017)

Conforme os critérios de estabilidade descritos no Item 4.3.4, indica-se na Tabela 18 os resultados encontrados para cada uma das verificações.

Tabela 18 - Verificação dos critérios de estabilidade

	Condição I	Condição II	Condição III	Condição IV	Situação
Critério a	0,069	0,087	0,071	0,080	OK
Critério b	0,110	0,155	0,112	0,130	OK
Critério c	0,042	0,040	0,041	0,049	OK
Critério d	0,223	0,211	0,222	0,274	OK
Critério e	50°	60°	60°	60°	OK
Critério f	0,551	0,615	0,586	0,593	OK

Fonte: O autor (2017)

Desta forma, constata-se que todas as condições de carregamento cumprem os critérios de estabilidade exigidos. Ainda é possível comparar os resultados oriundos desta análise com os de projeto.

Sendo assim, distinguiu-se os braços de endireitamento de cada condição de carregamento para um VCG nulo e confrontou-se com os resultados constantes no memorial de cálculo do projeto, conforme a Tabela 19.

Tabela 19 - Comparação entre os braços de endireitamento provenientes do programa computacional e do memorial de projeto da embarcação

	0°	10°	20°	30°	40°	50°	60°
GZ <sub>MEMORIAL</sub> - <u>Condição de Carregamento I</u>	0,00	0,57	1,10	1,59	2,03	2,43	2,74
GZ <sub>PROGRAMA</sub> - <u>Condição de Carregamento I</u>	0,00	0,57	1,11	1,59	2,01	2,39	2,65
<b>Diferença (%)</b>	0,00	0,01	1,09	-0,7	-0,64	-1,71	-3,33
GZ <sub>MEMORIAL</sub> - <u>Condição de Carregamento II</u>	0,00	0,58	1,11	1,60	2,03	2,43	2,74
GZ <sub>PROGRAMA</sub> - <u>Condição de Carregamento II</u>	0,00	0,57	1,09	1,56	1,98	2,35	2,62
<b>Diferença (%)</b>	0,00	-0,73	-1,80	-2,91	-2,60	-3,31	-4,72
GZ <sub>MEMORIAL</sub> - <u>Condição de Carregamento III</u>	0,00	0,58	1,11	1,60	2,03	2,43	2,74
GZ <sub>PROGRAMA</sub> - <u>Condição de Carregamento III</u>	0,00	0,57	1,11	1,58	1,99	2,35	2,63
<b>Diferença (%)</b>	0,00	-0,25	0,46	-1,43	-2,05	-3,23	-4,31
GZ <sub>MEMORIAL</sub> - <u>Condição de Carregamento IV</u>	0,00	0,59	1,16	1,66	2,06	2,43	2,74
GZ <sub>PROGRAMA</sub> - <u>Condição de Carregamento IV</u>	0,00	0,59	1,16	1,66	2,06	2,43	2,71
<b>Diferença (%)</b>	0,00	0,05	0,16	-0,14	0,16	0,02	-0,97

Fonte: O autor (2017)

Por meio do comparativo percebe-se que os braços de endireitamento calculados por meio da análise computacional estão bem próximos daqueles definidos no projeto. Destaca-se que os recursos computacionais atuais são bem mais precisos do que os da época de desenvolvimento do projeto, e a inclusão do bulbo mudou levemente as características hidrostáticas da embarcação.

## 5.2 RESISTÊNCIA AO AVANÇO NA VELOCIDADE DE SERVIÇO

Os resultados referentes ao cálculo da resistência ao avanço para a velocidade de serviço foram obtidos conforme os métodos implementados na análise, propostos respectivamente por Ridgeley-Nevvit e Van Oortmerssen.

O processo foi desenvolvido de acordo com os parâmetros da condição de projeto adotada (Condição de Carga I) e cujos resultados são apresentados e discutidos nessa secção.

Na Tabela 20 relaciona-se os principais resultados provenientes de ambas abordagens.

Tabela 20 - Comparativo entre os principais resultados de Resistência ao avanço provenientes das diferentes abordagens

<b>Resultados</b>	<b>Ridgeley-Nevvit</b>	<b>Van Oortmerssen</b>
Velocidade [nós]	9,00	9,00
Deslocamento [m <sup>3</sup> ]	82,60	82,60
Coeficiente Prismático	0,62	0,62
Superfície molhada [m <sup>2</sup> ]	107,60	101,10
Número de Froude	0,37	0,35
Resistência ao avanço [kN]	10,30	8,70

Fonte: O autor (2017)

Assim, verifica-se que a estimativa da resistência ao avanço induzida na velocidade de serviço da embarcação é maior para o método de Ridgeley-Nevvit, equivalente à 10,3 kN. Todavia, conforme o método proposto por Oortmerssen, a resistência ao avanço obtida foi de 8,7 kN.

### 5.3 AVALIAÇÃO DOS RESULTADOS DE RESISTÊNCIA AO AVANÇO

Os resultados advindos das diferentes técnicas de predição da resistência ao avanço foram ponderados primeiramente, conforme a comparação entre as restrições de cada método e os parâmetros de projeto. A Tabela 21 destaca esta conferência aplicada ao Método de Ridgeley-Nevvit.

Tabela 21 - Comparação dos limites da Série de Rigeley-Nevvit com a embarcação de projeto

	<b>Restrições da Série</b>	<b>Projeto</b>	<b>Unidades</b>
<b>C<sub>B</sub></b>	<b>0,42 - 0,47</b>	<b>0,39</b>	-
C <sub>P</sub>	0,55 - 0,70	0,62	-
<b>L/B</b>	<b>3,20 - 5,00</b>	<b>3,00</b>	-
B/T	2,00 - 3,50	2,50	-
<b><math>\Delta/(0,01L)^3</math></b>	<b>200 - 500</b>	<b>525</b>	t/pés <sup>3</sup>
V/(L) <sup>1/2</sup>	0,00 - 1,79	1,11	nós/pés <sup>1/2</sup>

Fonte: O autor (2017)

Segundo a comparação, evidencia-se que há três parâmetros de projeto que não estão de acordo com os limites da série sistemática, conforme grifado na Tabela 21.



No entanto, apenas o valor da razão deslocamento-comprimento foi extrapolado, excedendo-o em 5,03%. Já os valores do coeficiente de bloco e da razão comprimento-boca não atingiram o limite mínimo de aplicação, porém, ficaram bem próximos deste, num déficit de aproximadamente 6% a 7%.

Com relação ao comparativo entre os limitantes do método de Van Oortmerssen e da embarcação de projeto, apenas o coeficiente de seção mestra não foi atingido, ficando 10% abaixo do limite inferior. A Tabela 22 destaca este parâmetro em negrito.

Tabela 22 - Comparação dos limites do Método de Oortmerssen com a embarcação de projeto

	Restrições do método	Projeto	Unidades
$L_{WL}$ [m]	8,00 - 80,00	17,53	m
$C_P$	0,50 - 0,73	0,62	-
<b><math>C_M</math></b>	<b>0,70 - 0,97</b>	<b>0,63</b>	-
B/T	1,90 - 4,00	2,50	-
L/B	3,00 - 6,20	3,00	-
Deslocamento	5,00 - 3000,00	83,00	m <sup>3</sup>
LCB	-7,00 - 2,80	0,08	%
$1/2\alpha_{entrada}$	10,00 - 46,00	19,40	°
Número de Froude	0,00 - 0,50	0,35	-
$V/(L)^{1/2}$	0,00 - 1,79	1,11	m <sup>1/2</sup> /s

Fonte: O autor (2017)

De maneira geral, verifica-se que nenhum dos métodos é totalmente viável à embarcação em questão. Porém, considera-se que, salvo melhor juízo, não houve nenhum parâmetro muito discrepante que comprometesse significativamente a análise.

Além da velocidade de projeto é interesse analisar o comportamento da embarcação sob diferentes velocidades de operação. Nesta análise considerou-se também a estimativa de resistência ao avanço proveniente da potência total instalada e da força de empuxo apresentada pelo programa computacional PropExpert. A Tabela 23 expõe o comparativo dos resultados de resistência ao avanço para diferentes velocidades de operação e os diferentes métodos utilizados na estimativa.

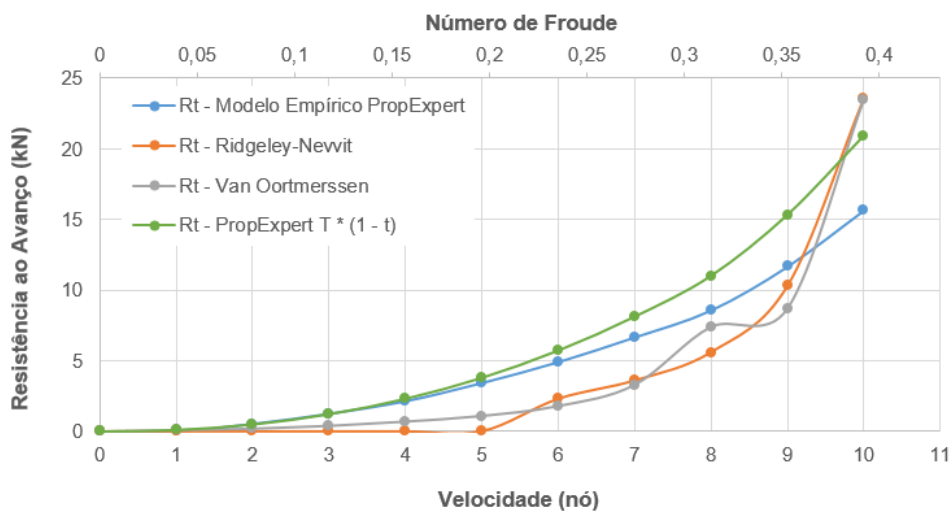
Tabela 23 - Comparativo da resistência ao avanço em função da velocidade para os diferentes métodos de estudo

Velocidade (nós)	$R_T$ - Oortmerssen (kN)	$R_T$ - Ridgeley-Nevvit (kN)	$R_T$ - Modelo Empírico (kN)	$R_T = T^*(1-t)$ PropExpert (kN)
0	0,0	0,0	0,00	0,00
1	0,1	0,0	0,00	0,10
2	0,2	0,0	0,54	0,50
3	0,4	0,0	1,25	1,22
4	0,7	0,0	2,14	2,31
5	1,1	0,0	3,43	3,79
6	1,8	2,3	4,91	5,72
7	3,3	3,6	6,66	8,11
8	7,4	5,6	8,58	11,01
9	8,7	10,3	11,67	15,32
10	23,5	23,6	15,67	20,92

Fonte: O autor (2017)

De posse destes valores é possível representá-los graficamente e gerar a curva de resistência ao avanço da embarcação para várias velocidades, como mostrado na Figura 29.

Figura 29 - Comparativo da resistência ao avanço em função de diferentes velocidades conforme os métodos de análise



Fonte: O autor (2017)

Ao avaliar o comportamento da curva de resistência ao avanço percebe-se que os resultados obtidos para Ridgeley-Nevvit e Van Oortmerssen são muito

próximos para os números de Froude abaixo de 0,43. Em decorrência da restrição mínima da razão  $L/V^{1/2}$  não foi possível calcular a resistência ao avanço através de Ridgeley-Nevitt para velocidades abaixo de 5,2 nós. Deste modo, evidencia-se que tal abordagem não é pertinente à análises em baixas velocidades para tal embarcação.

Além disso, verifica-se que a partir da velocidade de 6 nós, todos os valores de resistência provenientes de Ridgeley-Nevitt são maiores, porém, exceto pelo intervalo de 7,1 à 8,2 nós, que é maior para Van Oortmerssen. Este fato gera um certa inconsistência na curva de resistência ao avanço. À respeito da resistência ao avanço induzida na velocidade de serviço da embarcação, nota-se que o resultado proveniente por Ridgeley-Nevitt foi 15,5% maior do que o resultado advindo por Van Oortmerssen.

Com relação à obtenção da resistência ao avanço a partir do programa PropExpert, verifica-se que os valores de resistência ao avanço são maiores que os dos métodos anteriores. Além disso, estas curvas tem uma forma suave e começam a se diferenciar notadamente a partir do Número de Froude de 0,25. O valor da resistência ao avanço obtida na velocidade de serviço por meio de  $T^*(1-t)$  é aproximadamente 24% maior do que a estimativa do modelo empírico do programa. De modo geral, constata-se que os resultados de resistência ao avanço obtidos a partir da estimativa da força de empuxo são os maiores dentre os demais.

Todavia, já que nenhum método é totalmente adequado ao projeto em questão, é importante assegurar que a estimativa de resistência ao avanço seja conservadora e prevaleça os maiores resultados.

Salienta-se que nenhum dos métodos engloba a predição da resistência ao avanço da embarcação durante o arrasto, portanto, é incoerente utilizar tais resultados para o dimensionamento do sistema propulsivo nessa condição, já que a resistência ao avanço induzida na velocidade de arrasto geralmente supera tal força durante a navegação livre da embarcação. Mas conforme citado na otimização do propulsor, o PropExpert também indica o resultado da força de empuxo em relação à velocidade de arrasto, o que garante uma estimativa mais aproximada à da realidade.

De acordo com Guerra (1959), durante a operação de arrasto a força propulsora exigida é consideravelmente maior do que nas viagens de ida e volta dos pesqueiros. Desta forma, constata-se que a previsão adequada da resistência ao avanço de uma embarcação pesqueira de arrasto deve ser estimada através da fluidodinâmica computacional, de ensaios em tanques de provas ou a partir de programas computacionais que fundamentam-se em formulações empíricas e embarcações semelhantes, considerando-se especificamente a condição de arrasto.

#### 5.4 ANÁLISE DA EFICIÊNCIA ATUAL DO PROPULSOR

A partir dos procedimentos informados no Item 4.6, a eficiência atual do propulsor e do sistema propulsivo foi obtida conforme já discutido no capítulo de desenvolvimento. Além dos valores de eficiência, os resultados relevantes advindos da análise computacional estão apresentados na Tabela 24, de acordo com a operação de cruzeiro e arrasto.

Tabela 24 - Resultados do propulsor atual

	<b>Cruzeiro</b>	<b>Arrasto</b>
Velocidade (nós)	9,00	2,54
Rotação do motor (rpm)	1884	1761
Potência fornecida pelo motor (hp)	183	193
Rotação do propulsor (rpm)	336	314
Empuxo (kN)	19,12	32,85
Eficiência do propulsor	0,574	0,260
Eficiência do sistema	0,536	0,242

Fonte: O autor (2017)

A partir dos resultados verifica-se que o propulsor atual da embarcação possui uma eficiência de 0,574 e 0,260 para as operações de arrasto e cruzeiro respectivamente. Estes valores conferem um rendimento total do sistema propulsivo de 0,536 durante o cruzeiro e 0,242 durante o arrasto.

#### 5.5 ANÁLISE DAS VARIÁVEIS DE DESEMPENHO DO SISTEMA PROPULSIVO

Com base na metodologia aplicada, nos tópicos seguintes expõem-se os resultados do monitoramento das variáveis intrínsecas ao desempenho propulsivo da embarcação.

A reprodução dos resultados é apresentada em função dos parâmetros avaliados durante as provas de mar, referentes à temperatura e rotação, e, por meio das informações advindas do equipamento de rastreamento por satélite, no caso da velocidade da embarcação.

### 5.5.1 Monitoramento das variáveis intrínsecas ao desempenho do sistema propulsivo

Os resultados da inspeção da temperatura da casa de máquinas e a rotação do motor foram tabelados em função do período (diurno e noturno) de arrasto; período de cruzeiro e período total. Estes registros encontram-se no Apêndice B.

Na Tabela 25 são apresentadas a média dos resultados da medição de temperatura interna ( $T_{IN}$ ) e externa ( $T_{OUT}$ ) à casa de máquinas, bem como a variação entre estas temperaturas ( $T_{IN}-T_{OUT}$ ) e o registro da rotação do motor.

Tabela 25 - Média dos parâmetros monitorados

	$T_{IN}$ (°C)	$T_{OUT}$ (°C)	$T_{IN}-T_{OUT}$ (°C)	Rotação (rpm)
Período Diurno de Arrasto	35,73	22,67	13,07	1400,00
Período Noturno de Arrasto	37,10	22,64	14,46	1446,15
Período de Cruzeiro	36,35	24,35	12,00	1475,00
Período Total	36,39	23,22	13,18	1440,38

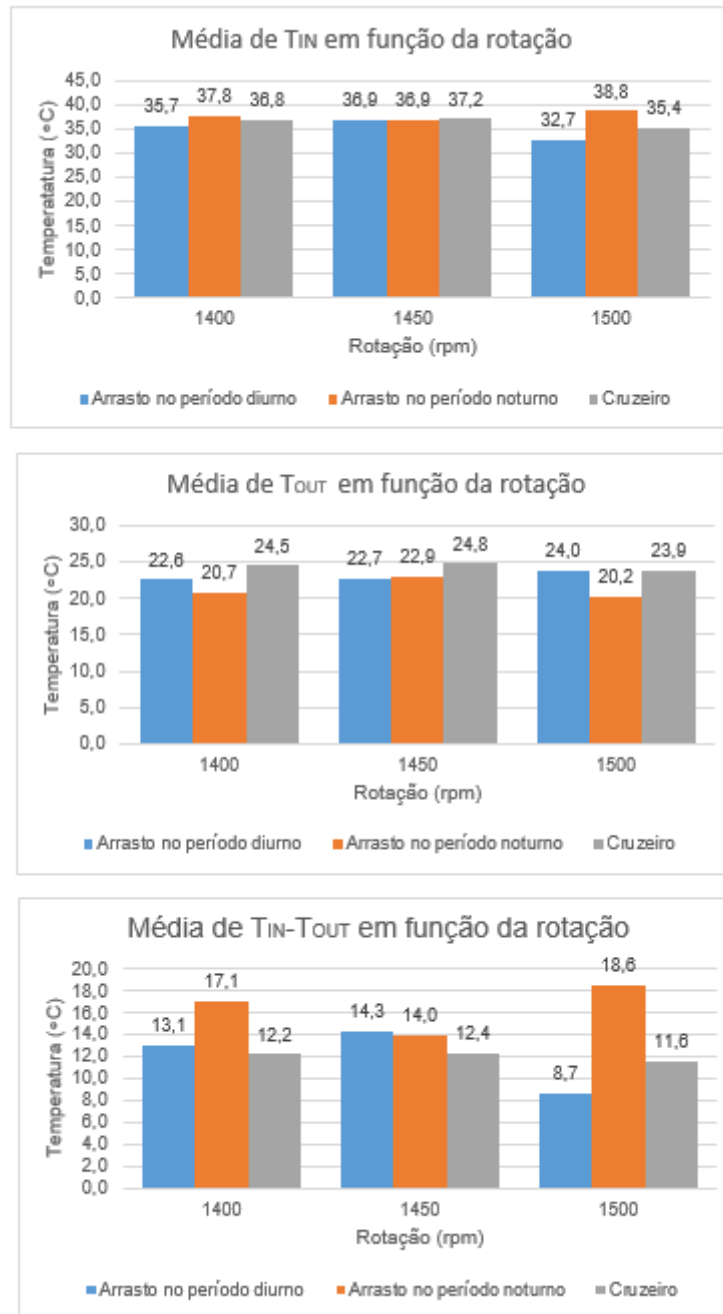
Fonte: O autor (2017)

Nota-se por meio dos resultados que, independente do período avaliado, o motor nunca atingiu a rotação máxima, sendo que o maior registro foi de 1500 rotações por minuto. Este dado evidencia que o motor não trabalhou sobrecarregado ou então a embarcação navegou com uma condição de carregamento inferior à de projeto no período analisado.

No que diz respeito à temperatura, verifica-se que a maior média de temperatura interna à casa de máquinas foi no período noturno de arrasto. Este fato culminou na maior diferença de temperatura dentro e fora da casa de máquinas para o dado período.

Para avaliar com mais afinco a relação entre a temperatura da casa de máquinas e a rotação do motor, gerou-se o gráfico da média de temperatura registrada em função da rotação, como indicado na Figura 30.

Figura 30 - Gráfico das médias de temperatura em função da rotação



Fonte: O autor (2017)

Com base nos valores, percebe-se que durante o período de arrasto noturno, foram registradas as maiores temperaturas internas à casa de máquinas e que a maior média registrada foi para a uma rotação de 1500 rpm.

Já no que tange à média da diferença de temperatura entre o ambiente interno e externo à casa de máquinas, os maiores registros predominam no período de arrasto noturno, tendo o seu auge de 18,6 °C para uma rotação de 1500 rpm. No entanto, indiferente da condição de análise, não é possível relacionar o aumento da

temperatura e da rotação do motor de maneira gradual. Isto porque há outros fatores interferentes na análise, como por exemplo a carga sendo arrastada.

A avaliação adequada do desempenho operacional do motor, deve considerar as temperaturas especificadas pelo fabricante. Conforme as informações contidas no "Boletim de Aplicação Marítima da Cummins" e reportadas no Anexo E, as referências de temperatura admitidas são:

- Temperatura máxima da casa de máquinas ( $T_{IN}$ ) = 66 °C;
- Variação máxima de temperatura entre o ambiente externo e interno à casa de máquinas ( $T_{IN}-T_{OUT}$ ) = 17 °C;

O valor máximo da temperatura da casa de máquinas é estipulado de maneira geral, para não comprometer e/ou danificar os equipamentos instalados. Já a variação da temperatura entre os ambientes é fundamentada na eficiência do processo de admissão de ar realizado pelo motor. (ZAITZ, 2016).

Segundo Guesse (2016), quanto maior for esta diferença de temperatura, menor será a densidade relativa do ar, e, conseqüentemente, menor será a massa de ar admitida na combustão.

De posse destes valores de referência, é possível verificar que a média de temperatura obtida no intervalo de monitoramento está dentro dos parâmetros especificados. Contudo, deve-se averiguar todos os registros e apurar se algum evento está fora destes padrões. A Tabela 26 relata esta análise.

Tabela 26 - Verificação da temperatura conforme os padrões do fabricante

	<b>Registro Máximo (°C)</b>	<b>Número de ocorrências</b>	<b>Frequência (%)</b>
$T_{IN}$	40,9	0,0	0,0
$T_{IN}-T_{OUT}$	18,9	11,0	25,5

Fonte: O autor (2017)

De acordo com a Tabela 26, evidencia-se que a temperatura interna nunca atingiu o valor máximo de 66 °C informado pelo fabricante. Todavia, com relação a variação de temperatura entre o ambiente interno e externo à casa de máquinas, há 11 ocorrências que extrapolam os padrões, equivalente à 25,5% do intervalo monitorado. Destes 11 registros, 8 se referem ao período noturno de arrasto, 2 ao período diurno de arrasto e 1 ao período de cruzeiro indicando um possível comprometimento da eficiência da embarcação nestes eventos.

Com o intuito de investigar as possíveis causas do aumento da temperatura

interna, conversou-se com o armador sobre os hábitos cotidianos dos pescadores e a rotina operacional dos equipamentos instalados na casa de máquinas. Desta forma, constatou-se que o conjunto motor auxiliar, gerador e compressores do sistema de refrigeração ficam em média 12 horas ligados por dia.

O funcionamento destes equipamentos geralmente está associado com o período de realização da pesca, já que no período oposto os tripulantes descansam e, portanto, evitam a propagação de ruído. Como será informado no tópico 4.6.2, a maior parte da atividade pesqueira é executada no período noturno, logo, reforça-se a hipótese do aumento da temperatura interna devido à estas circunstâncias.

### 5.5.2 Ventilação da sala de máquinas

Para avaliar os possíveis fatores de perda da eficiência energética, calculou-se a área de entrada e saída de ar, comparando-os com aqueles sugeridos por Wilson (1999), conforme apresentado na Tabela 27.

Tabela 27 - Comparação das áreas de ventilação da casa de máquinas

	Área Requerida (cm <sup>2</sup> )	Área Atual (cm <sup>2</sup> )	Diferença (%)
Entrada de Ar	1560	1061,86	-31,93
Saída de Ar	1560	7900,00	+137,18

Fonte: O autor (2017)

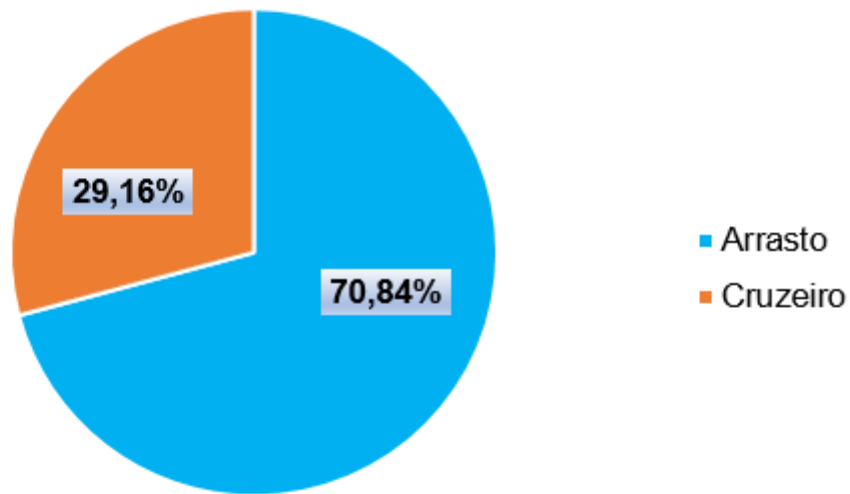
Analisando as informações da Tabela 27, constata-se que a área da entrada de ar está 31,93% abaixo do requerido. Este aspecto pode estar contribuindo para o aumento da temperatura interna da casa de máquinas e para a eficácia do processo de combustão do motor.

### 5.6 PERFIL DE MISSÃO DA EMBARCAÇÃO

O perfil de missão da embarcação foi constituído com base na análise dos dados provenientes do sistema de rastreamento por satélite. Conforme o procedimento explicado no Item 4.9, dentre o conjunto de estudo, verificou-se que 311 amostras referenciam-se à velocidade de arrasto e 128 amostras eram referentes à velocidade de cruzeiro, resultando nas porcentagens apresentadas no gráfico da Figura 31.



Figura 31 - Perfil de missão da embarcação

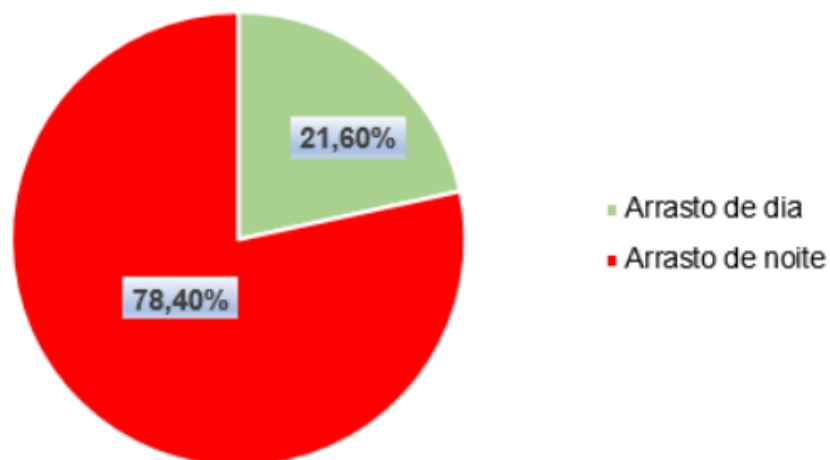


Fonte: O autor (2017)

Ao analisar os resultados, nota-se que aproximadamente 70% do tempo a embarcação está realizando a operação de arrasto, sendo assim, reforça-se a hipótese de que para melhorar a eficiência energética, o sistema propulsivo deve ser otimizado para tal condição.

Com relação ainda à operação de arrasto, foi possível identificar a frequência da atividade realizada conforme o período de atuação, sendo este, diurno e noturno. O gráfico da Figura 32 apresenta o resultado dessa análise.

Figura 32 - Gráfico da atividade de arrasto em função do período



Fonte: O autor (2017)

Desta forma, verifica-se que durante a operação de arrasto 78,40%

corresponde ao arrasto realizado durante à noite e **21,60% ao arrasto diurno**. Com relação ao intervalo monitorado, o período de arrasto diurno representa 15,15% e o arrasto noturno, 84,85%. Estes dados são essenciais para levantar hipóteses sobre o comprometimento da eficiência energética da embarcação.

Além disso, observou-se que a operação de arrasto era desenvolvida com velocidades maiores que 1,62 nós e menores que 3,78 nós, já a operação de cruzeiro variou a sua velocidade entre 4,32 e 8,64 nós.

Na Tabela 28 são sintetizados os dados estatísticos sobre o perfil operacional da embarcação, sendo apresentados a velocidade média, a máxima, a de maior ocorrência (moda), além da frequência de cada velocidade em cada uma das condições analisadas.

Tabela 28 - Perfil de missão da embarcação

	<b>Arrasto</b>	<b>Cruzeiro</b>
Número de ocorrências	287	129
Frequência (%)	70,84	29,16
Velocidade média (Knots)	2,54	6,44
Velocidade de maior ocorrência (Knots)	2,16	6,48
Velocidade máxima (Knots)	3,78	8,64

Fonte: O autor (2017)

Com relação à variável velocidade, destaca-se que esta é completamente influenciável pelas condições de mar e clima da região de operação. Ou seja, da mesma forma que uma corrente atuando contra à proa da embarcação pode reduzir a velocidade, um vento de popa pode aumentá-la.

Além destes fatores, para compor o perfil de missão da embarcação e auxiliar na investigação da eficiência propulsiva, uma análise completa consistiria na determinação do deslocamento total da embarcação respectivo à cada registro de velocidade. De posse deste parâmetro seria possível computar a velocidade atingida para cada deslocamento e avaliar por exemplo, se a velocidade de projeto e a potência do motor foram dimensionadas corretamente.

Segundo Guerra (1957), as variações do deslocamento entre máxima e outras condições de carga podem exigir diferenças significativas de potência para uma mesma velocidade. Em barcos pequenos esta diferença pode atingir de 30 a 35%.

### 5.6.1 OTIMIZAÇÃO DO PROPULSOR

De acordo com o procedimento de otimização explicado no Item 4.7, os resultados decorrentes das 18 condições de análises estão expostos no Apêndice C. No entanto, os principais resultados são sintetizados na Tabela 29.

Tabela 29 - Resultados das análises de otimização do propulsor

Análise	Z	$A_E/A_0$	$D_{\text{Hélice}}$ [mm]	P	$\lambda$	$\eta_{\text{pro,cruise}}$	$\eta_{\text{sist,cruise}}$	$\eta_{\text{pro,tow}}$	$\eta_{\text{sist,tow}}$
1	3	0,65	1305	1292	5,78	0,590	0,551	0,268	0,250
2	3	0,65	1405	1394	6,54	0,592	0,552	0,279	0,260
3	3	0,65	1505	1496	7,34	0,592	0,552	0,289	0,270
4	4	0,55	1305	1588	6,72	0,599	0,559	0,265	0,247
5	4	0,60	1305	1526	6,56	0,598	0,558	0,265	0,247
6	4	0,65	1305	1467	6,40	0,596	0,556	0,266	0,248
7	4	0,70	1305	1416	6,26	0,592	0,552	0,266	0,248
8	4	0,55	1405	1708	7,59	0,604	0,563	0,276	0,258
9	4	0,60	1405	1640	7,41	0,602	0,562	0,276	0,258
10	4	0,65	1405	1578	7,23	0,599	0,558	0,277	0,258
11	4	0,70	1405	1526	7,08	0,594	0,554	0,277	0,259
12	4	0,55	1505	1820	8,47	0,606	0,565	0,287	0,267
13	4	0,60	1505	1717	8,16	0,601	0,561	0,287	0,267
14	4	0,65	1505	1690	8,05	0,596	0,556	0,287	0,268
15	4	0,70	1505	1636	7,94	0,594	0,554	0,288	0,268
16	5	0,75	1305	1506	6,62	0,593	0,553	0,266	0,248
17	5	0,75	1405	1621	7,48	0,594	0,554	0,277	0,258
18	5	0,75	1505	1736	8,38	0,594	0,554	0,288	0,268

Fonte: O autor (2017)

Salienta-se que as informações referentes ao número de pás (Z) e razão de áreas ( $A_E/A_0$ ) consistem nos próprios dados de entrada do processo de otimização, já o diâmetro do hélice ( $D_{\text{HÉLICE}}$ ) obtido em cada análise em todos os casos resultou no valor do diâmetro máximo do propulsor estipulado como entrada.

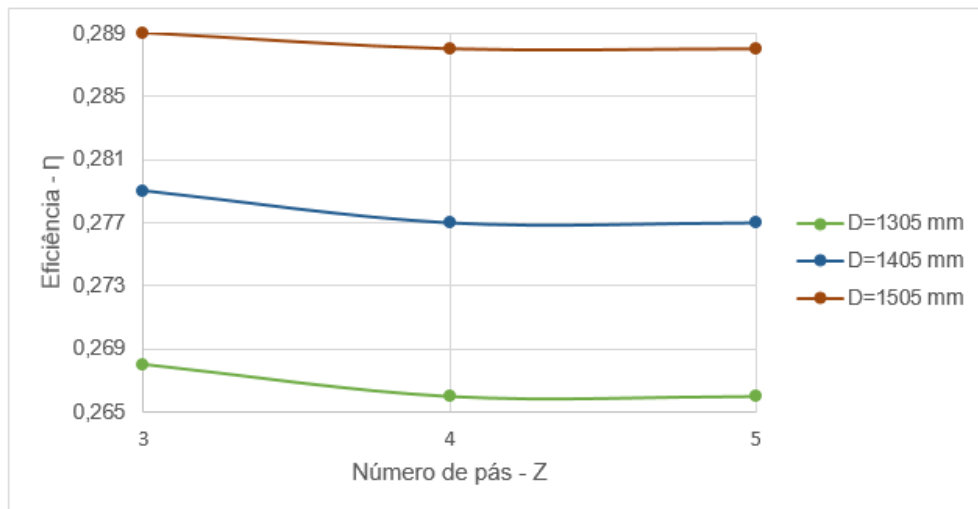
Com relação aos dados de saída expostos na Tabela 29, encontram-se o passo do propulsor (P) e a razão de redução ( $\lambda$ ), além da eficiência do hélice e do sistema propulsivo tanto na condição de arrasto, quanto na de cruzeiro.

Ressalta-se ainda que em apenas uma das análises (Análise 4) houve indicação de falha por ruptura como consequência do carregamento imposto sobre o material da pá, decorrente do baixo valor da razão de áreas. Entretanto, nenhuma das outras otimizações teve o seu resultado comprometido pelo excesso de

cavitação e/ou carregamento, como indica os resultados completos da análise dispostos no Apêndice C.

Para melhor visualização do desempenho das diferentes geometrias de propulsor durante as distintas condições de operação, conciliou-se de forma gráfica os resultados da eficiência do propulsor em função da variação do número de pás e conforme cada um dos diâmetros envolvidos na análise. Na Figura 33 são mostrados os rendimentos do propulsor em função da operação de arrasto.

Figura 33 - Gráfico da eficiência do propulsor em arrasto em função da variação do número de pás



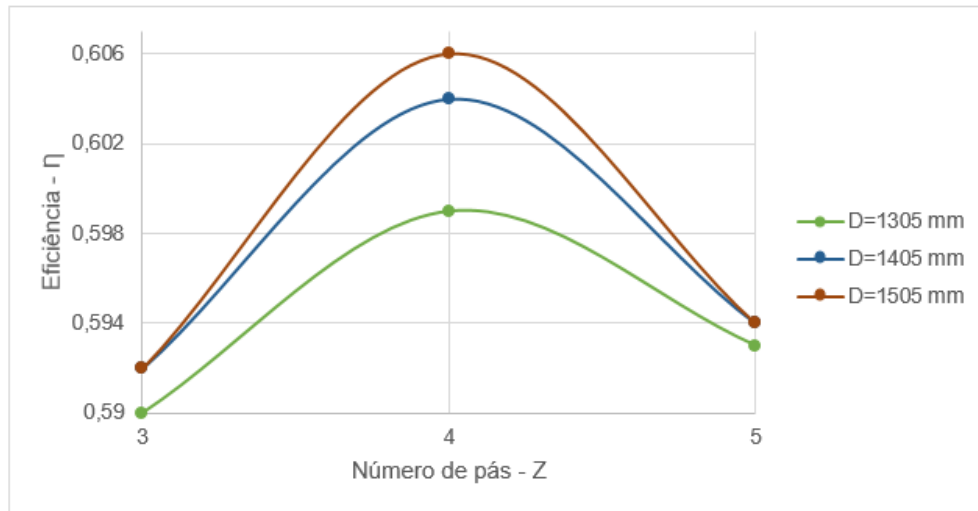
Fonte: O autor (2017)

Com base neste gráfico, nota-se que quanto maior o diâmetro, maior a eficiência do propulsor. Por outro lado, ao avaliar o número de pás, destaca-se que quanto menor o número de pás, maior a eficiência do propulsor. Ambos os resultados são consistentes com o esperado pelo arcabouço teórico apresentado no capítulo 2.

Para um mesmo diâmetro, percebe-se que praticamente não há diferença entre a eficiência do propulsor de 4 e 5 pás. Já o maior valor de eficiência para o propulsor em arrasto consiste em 28,9%, sendo que este ponto coincide com um propulsor de 3 pás e diâmetro de 1505 mm.

Da mesma forma é possível avaliar a tendência da eficiência do propulsor durante a operação de cruzeiro, como mostrado na Figura 34.

Figura 34 - Gráfico da eficiência do propulsor em cruzeiro em função da variação do número de pás



Fonte: O autor (2017)

Neste caso, verifica-se que o comportamento da eficiência do propulsor em cruzeiro diferencia-se do arrasto, isto porque a variação não é linear. Os maiores de eficiência são tidos para um propulsor de 4 pás, seguido de 5 e 3 pás. A explicação para tal fato decorre do comportamento do propulsor entubado da série Kaplan, dado que a razões de área permitidas não são as mesmas para um propulsor de 4 e de 5 pás. Assim a variação na eficiência causada pelo número de pás pode ser mascarada pelo efeito da variação da razão entre áreas.

No entanto, destaca-se que a tendência da variação da eficiência em função do diâmetro é a mesma, os maiores valores de eficiência são obtidos com o aumento do diâmetro, cujo máximo ocorre para um hélice Ka 4-55 e diâmetro de 1505 mm, chegando a 60,6 %.

Avalia-se que a variação do diâmetro de 1405 mm para 1505 mm apenas altera o valor do rendimento para um propulsor de 4 pás funcionando em cruzeiro.

Em virtude da análise das duas condições de operação, percebe-se que os pontos de maior eficiência não são os mesmos, ou seja, nem sempre significa que a maior eficiência para o propulsor em arrasto, combina também com a de cruzeiro. Além do que, como explica Oosterveld (1971), a eficiência de um propulsor em arrasto é menor devido ao aumento de carga induzido no propulsor.

## 5.7 MEDIDAS SUGERIDAS PARA O AUMENTO DA EFICIÊNCIA DA EMBARCAÇÃO

As medidas sugeridas foram fundamentadas no monitoramento das variáveis

associadas ao sistema propulsivo e nos resultados de otimização do propulsor conforme apresentado ao longo desta secção.

### 5.7.1 Ventilação da sala de máquinas

A investigação das variáveis associadas ao desempenho do sistema propulsivo apontou que a temperatura e a ventilação da sala de máquinas podem ser os agentes responsáveis pelo comprometimento da eficiência energética da embarcação.

Desta forma, avaliou-se algumas medidas cabíveis para mitigar o problema. Primeiramente, analisou-se a viabilidade de desenvolver uma terceira tomada de ar e verificou-se que há espaçamento disponível no convés de proa e acima da cabine de navegação da embarcação, como aponta a Figura 35.

Figura 35 - Identificação dos espaços disponíveis para uma nova entrada de ar



Fonte: O autor (2017)

No entanto, o trajeto desta nova tubulação no piso inferior iria obstruir a passagem no camarote dos tripulantes. Logo, decidiu-se verificar a possibilidade de aumentar a área transversal das entradas de ar existentes. A única restrição aparente foi a área externa à cada uma das duas tubulações, localizadas no segundo piso.

Sendo assim, realizou-se a medição da estrutura conforme mostrado na Figura 36.

Figura 36 - Área externa da tubulação de entrada de ar



Fonte: O autor (2017)

Por meio destas dimensões constatou-se que há área livre para aumentar a entrada de ar. A Tabela 30 revela o cálculo da área disponível e o comparativo com a área requerida.

Tabela 30 - Verificação da área de entrada de ar disponível

	<b>Entrada de Ar</b>
Área Requerida (cm <sup>2</sup> )	1560
Área Disponível (cm <sup>2</sup> )	2128
Diferença (%)	36,41

Fonte: O autor (2017)

Assim, confere-se que a área livre supre o valor recomendado com um remanescente de 36,41%. Conclui-se que para preencher este espaçamento há

possibilidade de trocar a tubulação atual por uma outra com seção quadrangular de 32 cm ou adquirir uma tubulação equivalente, porém, com 36 cm de diâmetro.

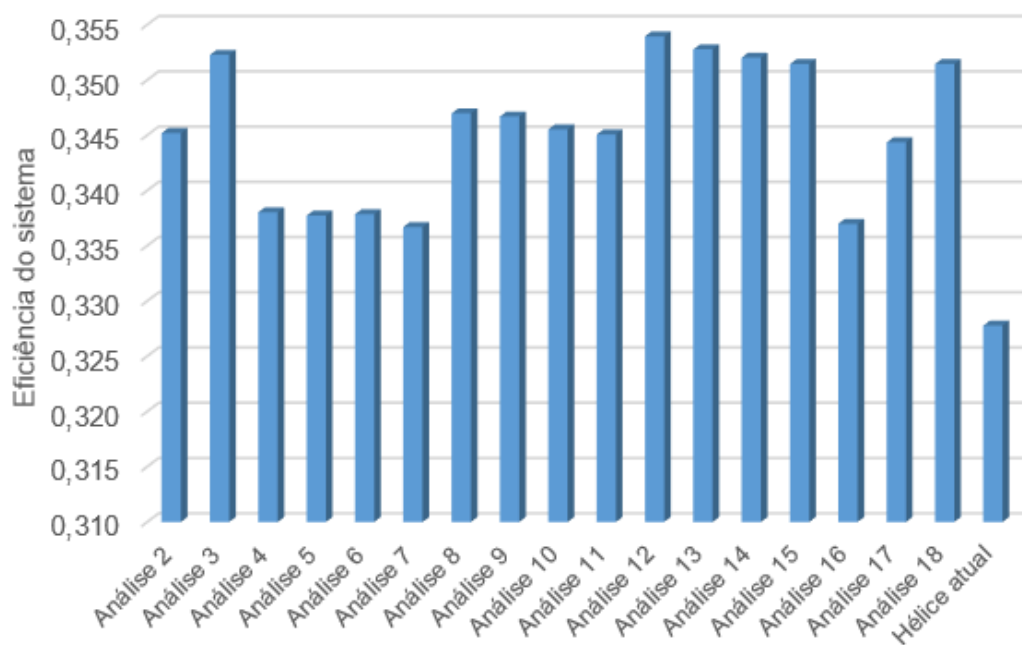
Salienta-se ainda a alternativa de inserir uma ventilação forçada na sala de máquinas. Todavia, para dimensioná-la deve-se levantar a dissipação de calor de todos os equipamentos instalados no ambiente e, conforme as indicações do fabricante, selecionar o dispositivo adequado de ventilação.

### 5.7.2 Modificação do propulsor

Outra medida pertinente em benefício da eficiência propulsiva da embarcação pesqueira de 59 pés é a modificação do propulsor. Para a seleção adequada do propulsor, deve-se ponderar os valores da eficiência do sistema propulsivo ( $\eta_{\text{sist,cruise}}$  e  $\eta_{\text{sist,tow}}$ ) de acordo com o tempo que a embarcação permanece em cada modo de operação, sendo estes, de arrasto e cruzeiro.

Sendo assim, calculou-se a média ponderada da eficiência do sistema propulsivo para as 18 condições de análise, conforme representada no gráfico da Figura 37.

Figura 37 - Comparativo da média ponderada de eficiência do sistema propulsivo das 18 condições de análises e do hélice atual



Fonte: O autor (2017)

Com base nos resultados ponderados, verifica-se que estes são muito próximos. No entanto, o hélice da condição 13 atinge a maior eficiência média dentre



as análises, aproximadamente 0,354. Em relação ao sistema propulsivo atual a modificação do propulsor agregaria 2,62% de melhoria no rendimento geral do sistema propulsivo.

Porém, destaca-se que para maiores conclusões, deve-se considerar um período maior de estudo para ponderar corretamente a realização das operações de arrasto e cruzeiro. Além disso, para maiores critérios de seleção, deve-se considerar os fatores econômicos envolvidos na modificação. Todavia, estes critérios não foram considerados na análise e podem ser relevantes num estudo posterior.

## 6 CONCLUSÃO

Neste trabalho apresentou-se um estudo sobre a eficiência do sistema propulsivo de uma embarcação pesqueira de arrasto de 59 pés.

A partir do levantamento dos dados, verificou-se que a embarcação atende aos critérios de estabilidade para todas as condições de carga analisadas.

A elaboração do perfil de missão da embarcação revelou que a operação de arrasto representa cerca de 70% do tempo das suas atividades. Este dado afirma a necessidade do dimensionamento do sistema propulsivo voltado à tal condição. Entretanto, para uma análise mais detalhada deve-se considerar um período maior de avaliação, como por exemplo, durante todo um ano de atividades.

Desta forma, seriam consideradas variações sazonais inerentes a atividade pesqueira nas diversas estações do ano e condições de captura. Além disso, para uma maior abrangência das análises, seria interessante contabilizar os diferentes carregamentos da embarcação neste estudo, já que segundo o armador, a embarcação dificilmente navega em plena carga. O registro da condição de carga poderia ser feito por meio da medida dos calados a vante e a ré da embarcação, a cada registro realizado. Assim seria possível verificar a influência da alteração da carga na variação da velocidade e na eficiência do sistema propulsivo.

Conforme o procedimento realizado para o dimensionamento do sistema propulsivo da embarcação em estudo, verifica-se que há possibilidade de otimizar o propulsor e atingir um aumento ponderado de cerca de 2,62% na eficiência do sistema propulsivo, porém, os aspectos financeiros não foram levados em conta na análise.

Destaca-se ainda que o rendimento do sistema poderia ser superior com a seleção adequada do motor principal por meio da potência instalada resultante do processo de integração casco-hélice-motor. No entanto, por razões econômicas do armador, não se considerou a troca do motor principal durante este estudo.

Com relação aos aspectos que comprometem a eficiência energética da embarcação, verificou-se que a variação de temperatura entre o ambiente interno e externo da casa de máquinas atinge valores acima do sugerido pelo fabricante em 25,5% do intervalo monitorado. Decorrente deste aspecto, notou-se que a área de entrada da ventilação da casa de máquinas estava 9,32% abaixo valor recomendado por Wilson (1999).

Portanto, como medida sugestiva e diante da viabilidade do projeto, recomendou-se o aumento das entradas de ar existentes, cujo resultado agrega 36,41% de melhoria em relação ao padrão especificado.

## 6.1 SUGESTÃO PARA TRABALHOS FUTUROS

Com relação às dificuldades enfrentadas durante o desenvolvimento do trabalho e conforme o levantamento de futuras idéias associadas às necessidades do armador, sugere-se temas para futuros trabalhos relacionados com o desempenho das embarcações de pesca de arrasto:

- Uma análise minuciosa do comportamento do motor durante as operações de arrasto e cruzeiro a partir do estudo do seu ciclo termodinâmico;
- Um estudo específico sobre o enfoque financeiro, no que tange à problemática do consumo de combustível e na quantificação da implementação das medidas propostas para a melhoria do desempenho propulsivo;
- Um estudo voltado para a predição da resistência ao avanço induzida na operação de arrasto das embarcações pesqueiras, com o objetivo de mensurar o valor total e a parcela associada à cada equipamento de pesca;
- Uma análise focada à seleção da máquina principal e do sistema de transmissão, ponderando-se novos sistemas de conexão motor-propulsor devido à grande variação de potência das embarcações de arrasto com o objetivo de melhorar a eficiência do sistema propulsivo.

## REFERÊNCIAS

AZEVEDO, V. G. de. **Sustentabilidade da pesca direcionada ao camarão-sete-barbas, *Xiphopenaeus Kroyeri* (Heller, 1862), no Litoral Norte do Estado de São Paulo**. São Paulo. 118 p. Tese (Oceanografia Biológica)-Universidade de São Paulo, 2013.

BRASIL. **1º Anuário Brasileiro da Pesca e Aquicultura**: Ministério da Pesca e Aquicultura, 2014. Disponível em: <[http://formsus.datasus.gov.br/novoimgarq/16061/2489520\\_218117.pdf](http://formsus.datasus.gov.br/novoimgarq/16061/2489520_218117.pdf)>. Acesso em: 26 Out 2016.

BRASIL. **Lei no 9.445, de 14 de março de 1997**. República Federativa do Brasil de 1988. Concede subvenção econômica ao preço do óleo diesel consumido por embarcações pesqueiras nacionais, e dá outras providências. Brasília, DF: Senado Federal, 2004. Disponível em: <[http://www.planalto.gov.br/ccivil\\_03/\\_ato2004-2006/2004/decreto/D4969impresao.htm](http://www.planalto.gov.br/ccivil_03/_ato2004-2006/2004/decreto/D4969impresao.htm)>. Acesso em: 22 Out 2016.

BRASIL.. **Lei nº 11959, de 29/06/2009**. República Federativa do Brasil de 1988. Dispõe sobre a Política Nacional de Desenvolvimento Sustentável da Aquicultura e da Pesca, regula as atividades pesqueiras, revoga a Lei no 7.679, de 23 de novembro de 1988, e dispositivos do Decreto-Lei no 221, de 28 de fevereiro de 1967, e dá outras providências. Brasília, DF: Senado Federal, 2009. Disponível em: <[http://www.planalto.gov.br/ccivil\\_03/\\_ato2007-2010/2009/Lei/L11959.htm](http://www.planalto.gov.br/ccivil_03/_ato2007-2010/2009/Lei/L11959.htm)>. Acesso em: 15 Out 2016.

CARLTON, J. **Marine Propellers and Propulsion**. 2. ed. London, 2007.

FOOD AND AGRICULTURE ORGANIZATION OF THE UNITED NATION. **Handbook of Fishery Statistical Standards**. Rome, 2002.

GOMÉZ, G. P; GONZÁLEZ-ADALI, J.. **Detailed Design of Ship Propellers**. Madrid: Fondo Editorial de Ingeniería Naval Colegio oficial de Ingenieros Navales, 1998.

GUERRA, Y. T. B. **Estudo sobre pesqueiros de arrasto para a costa do Brasil**. São Paulo, 1957. 99 p.

GUESSE, L. de C. **Desempenho Propulsivo de embarcações de pesca: estudo aplicado à melhoria das embarcações do Espírito Santo**. São Paulo. 151 p. Dissertação (Ciências)-Universidade de São Paulo, 2016.

HELMORE, P. J.; SWAIN, P. M. **Regression Analysis of the Ridgeley-Nevvit Trawler Series Resistance**. Australia, 2010. 15 p.

HOLTROP, J.; MENNEN, G. G. J. **An approximate power prediction method**. Nsmb Paper, 1985.

LAMB, T.(Org). **Ship Design and Construction: Fishing Vessel**. Jersey City: The Society of Naval Architects, 2003. 59 p.

LEWIS, E. V. **Principle of Naval Architecture: Resistance, Propulsion and Vibration**. Jersey City: The Society Of Naval Architects and Marine Engineers, v. 2, 1988.

MANNEN, V. **Propellers in Nozzles**. Netherlands Ship Model Basin, 1957. 34 p.

MARINHA DO BRASIL. **Normas da Autoridade Marítima Para Embarcações Empregadas na Navegação de Mar Aberto: NORMAM-01/DPC**. 2005. 558 p.

MENDES, E. R. **Procedimento para seleção otimizada de um propulsor da série B**. Joinville.TCC (Engenharia Naval)-Universidade Federal de Santa Catarina, 2015.

MOLLAND, A. F.; TURNOCK, S. R.; HUDSON, D. A. **Ship Resistance and Propulsion**. New York, 2011.

NAVCAD: v. 4.23. HydroComp, 2002.

OLIVEIRA, M. A. N. de. **Projeto de Embarcação Pesqueira - Modernização da Frota Fluminense**. 57 p. TCC (Engenharia Naval e Oceânica)-Universidade do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2009.

OORTMERSSSEN, V. **A Power Prediction Method and its Application to Small Ships**. Rotterdã, f. 397-415, 1975.

OOSTERVELD, M. W. C. **Wake Adapted Ducted Propellers**. Netherlands, 1971. 127 p.

PASSOS, R. de B.. **Seleção de propulsores em situações genéricas da engenharia naval**. Rio de Janeiro, f. 82.TCC (Engenharia Naval e Oceânica)-Universidade Federal do Rio de Janeiro, 2013.

PROPEXPRT: v. 5.23. HydroComp, 2007.

TAYLOR, D. A. **Introduction to Marine Engineering**. 2. ed. Oxford, Inglaterra: Elsevier LTDA, 1983. 338 p.

TRINDADE, J. **Hidrodinâmica e Propulsão: Engenharia de Máquinas**. Portugal, 2012. 175 p.

UEDA, R. J. et al. Análise paramétrica da resistência ao avanço de cascos de embarcações de apoio: comparação entre métodos semi-empíricos e métodos numéricos In: 24º CONGRESSO NACIONAL DE TRANSPORTE AQUAVIÁRIO, CONSTRUÇÃO NAVAL E OFFSHORE, SOBENA . 2012. Rio de Janeiro, 2012.

WILSON, J. D. K. **Fuel and financial savings for operators of small fishing vessels**: FAO Fisheries Technical Paper. Rome, 1999. 45 p.

ZAITS, M.(Org). Engine Room Ventilation Blowers, Ducts & Vents. **Marine Application Bolletim**. 21. July, 2016. 23 p.

## APÊNDICE A- Resultados hidrostáticos e de estabilidade das condições de carregamento

Os resultados relativos à análise hidrostática e de estabilidade provenientes da análise computacional estão expostos na sequência conforme cada uma das condições de carregamento.

Condition Name=CONDIÇÃO 1,Weight=113.720,00,LCG=8,09,TCG=0,00

### General Info

Analysis Type	FreeFloatEquilibrium	Up Direction = Positive_Z Fwd Direction = Negative_X
---------------	----------------------	---

### Surface Meshing Parameters

Density	1	Minimum edge length	0,0001 m
Maximum angle	0	Maximum edge length	0 m
Maximum aspect ratio	0	Max distance, edge to surf.	0 m
Minimum initial grid quads	0	Jagged seams	False
Refine mesh	True	Simple planes	True

### Load Condition Parameters

Weight	113720,000 kgf
LCG	8,088 m
TCG	0,000 m
VCG	2,7311 m
Fluid Type	Seawater
Fluid Density	1025,900 kg/m <sup>3</sup>
Mirror Geometry	False

### Resultant Model Attitude

Heel Angle	-0,001 deg	Sinkage	2,717 m
Trim Angle	0,620 deg		

### Overall Dimensions

Length Overall, LOA	18,076 m	Loa / Boa	3,247
Beam Overall, Boa	5,567 m	Boa / D	0,975
Depth Overall, D	5,712 m		

Waterline Dimensions			
Waterline Length, Lwl	17,534 m	Lwl / Bwl	3,192
Waterline Beam, Bwl	5,494 m	Bwl / T	1,860
Navigational Draft, T	2,953 m	D / T	1,934

Volumetric Values			
Displacement Weight	113720,018 kgf	Displ-Length Ratio	587,883
Volume	110,849 m <sup>3</sup>		
LCB	8,096 m	FB/Lwl	0,460
TCB	0,000 m	AB/Lwl	0,540
VCB	1,958 m	TCB / Bwl	0,000
Wetted Surface Area	134,061 m <sup>2</sup>		
Moment To Trim	773,258 kgf-m/cm		

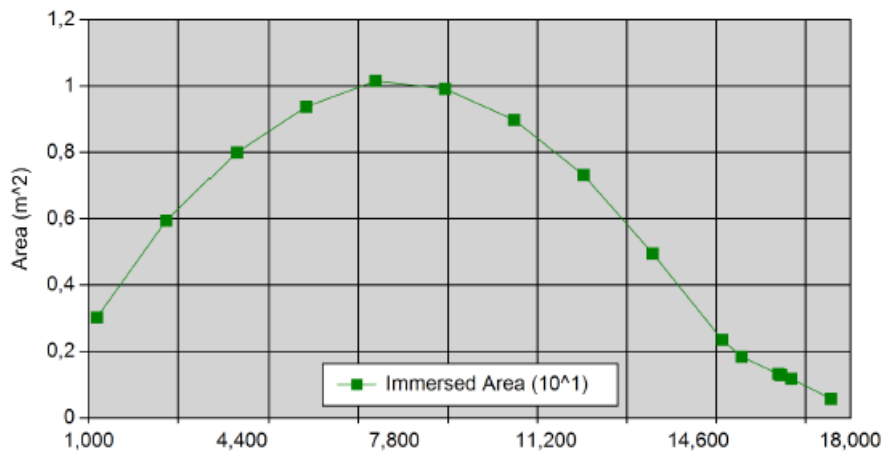
Waterplane Values			
Waterplane Area, Awp	74,965 m <sup>2</sup>		
LCF	7,582 m	FF/Lwl	0,431
TCF	0,000 m	AF/Lwl	0,569
Weight To Immerse	769,063 kgf/cm	TCF / Lwl	0,000

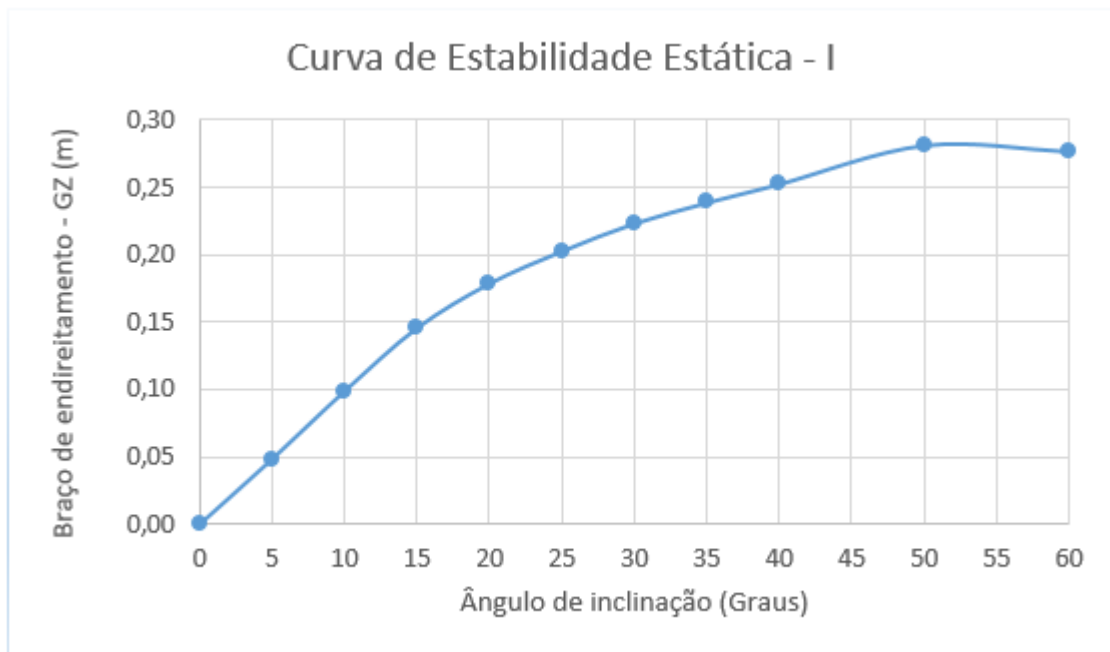
Sectional Parameters			
Ax	10,186 m <sup>2</sup>		
Ax Location	7,792 m	Ax Location / Lwl	0,443

Hull Form Coefficients			
Cb	0,390	Cx	0,628
Cp	0,621	Cwp	0,778
Cvp	0,501	Cws	3,041

I(transverse)	146,786 m <sup>4</sup>	I(longitudinal)	1407,319 m <sup>4</sup>
BMT	1,324 m	BMI	12,696 m
GMt	0,551 m	GMI	11,923 m
Mt	0,478 m	MI	11,850 m

Station Data







Condition Name=CONDIÇÃO 2,Weight=118.500,00,LCG=7,88,TCG=0,00

#### General Info

Analysis Type	FreeFloatEquilibrium	Up Direction = Positive_Z
		Fwd Direction = Negative_X

#### Surface Meshing Parameters

Density	1	Minimum edge length	0,0001 m
Maximum angle	0	Maximum edge length	0 m
Maximum aspect ratio	0	Max distance, edge to surf.	0 m
Minimum initial grid quads	0	Jagged seams	False
Refine mesh	True	Simple planes	True

#### Load Condition Parameters

Weight	118500,000 kgf
LCG	7,880 m
TCG	0,000 m
VCG	2,6533 m
Fluid Type	Seawater
Fluid Density	1025,900 kg/m <sup>3</sup>
Mirror Geometry	False

#### Resultant Model Attitude

Heel Angle	-0,001 deg	Sinkage	2,903 m
Trim Angle	-0,316 deg		

#### Overall Dimensions

Length Overall, LOA	18,076 m	Loa / Boa	3,247
Beam Overall, Boa	5,567 m	Boa / D	0,975
Depth Overall, D	5,712 m		

**Waterline Dimensions**

Waterline Length, Lwl	17,590 m	Lwl / Bwl	3,197
Waterline Beam, Bwl	5,502 m	Bwl / T	1,774
Navigational Draft, T	3,102 m	D / T	1,841

**Volumetric Values**

Displacement Weight	118500,017 kgf	Displ-Length Ratio	606,842
Volume	115,508 m <sup>3</sup>		
LCB	7,876 m	FB/Lwl	0,449
TCB	0,000 m	AB/Lwl	0,551
VCB	1,993 m	TCB / Bwl	0,000
Wetted Surface Area	136,202 m <sup>2</sup>		
Moment To Trim	776,454 kgf-m/cm		

**Waterplane Values**

Waterplane Area, Awp	74,998 m <sup>2</sup>		
LCF	7,566 m	FF/Lwl	0,431
TCF	0,000 m	AF/Lwl	0,569
Weight To Immerse	769,409 kgf/cm	TCF / Lwl	0,000

**Sectional Parameters**

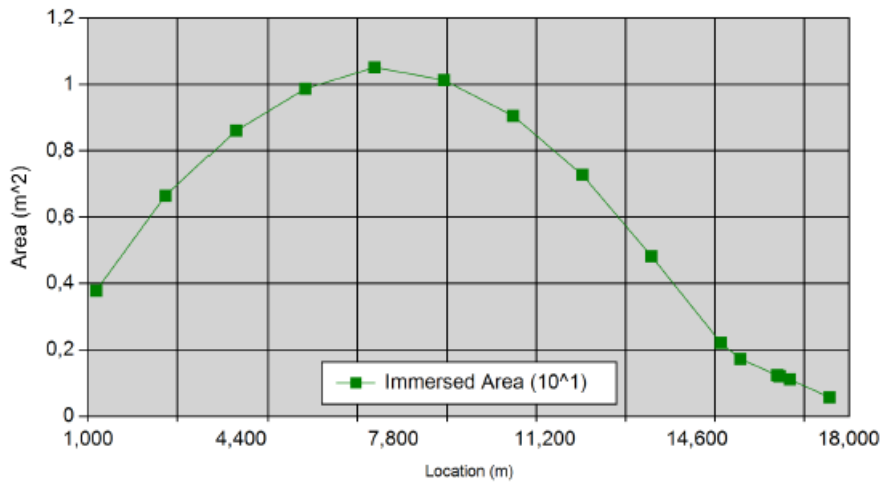
Ax	10,518 m <sup>2</sup>		
Ax Location	7,576 m	Ax Location / Lwl	0,432

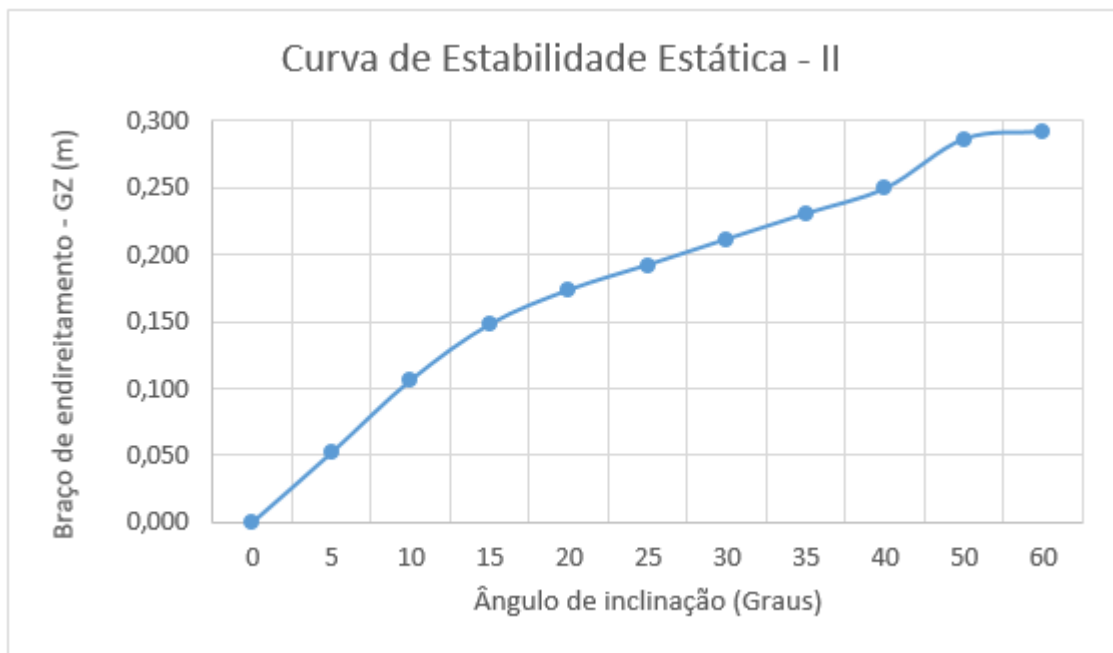
**Hull Form Coefficients**

Cb	0,385	Cx	0,616
Cp	0,624	Cwp	0,775
Cvp	0,496	Cws	3,022

I(transverse)	147,308 m <sup>4</sup>	I(longitudinal)	1407,585 m <sup>4</sup>
BMt	1,275 m	BMI	12,186 m
GMt	0,615 m	GMI	11,525 m
Mt	0,409 m	MI	11,320 m

**Station Data**





Condition Name=CONDIÇÃO 3,Weight=111.450,00,LCG=7,80,TCG=0,00

#### General Info

Analysis Type	FreeFloatEquilibrium	Up Direction = Positive_Z
		Fwd Direction = Negative_X

#### Surface Meshing Parameters

Density	1	Minimum edge length	0,0001 m
Maximum angle	0	Maximum edge length	0 m
Maximum aspect ratio	0	Max distance, edge to surf.	0 m
Minimum initial grid quads	0	Jagged seams	False
Refine mesh	True	Simple planes	True

#### Load Condition Parameters

Weight	111450,000 kgf
LCG	7,802 m
TCG	0,000 m
VCG	2,6959 m
Fluid Type	Seawater
Fluid Density	1025,900 kg/m <sup>3</sup>
Mirror Geometry	False

#### Resultant Model Attitude

Heel Angle	-0,001 deg	Sinkage	2,872 m
Trim Angle	-0,786 deg		

#### Overall Dimensions

Length Overall, LOA	18,076 m	Loa / Boa	3,247
Beam Overall, Boa	5,567 m	Boa / D	0,975
Depth Overall, D	5,712 m		

Waterline Dimensions			
Waterline Length, Lwl	17,689 m	Lwl / Bwl	3,221
Waterline Beam, Bwl	5,492 m	Bwl / T	1,799
Navigational Draft, T	3,054 m	D / T	1,871

Volumetric Values			
Displacement Weight	111450,019 kgf	Displ-Length Ratio	561,215
Volume	108,636 m <sup>3</sup>		
LCB	7,792 m	FB/Lwl	0,443
TCB	0,000 m	AB/Lwl	0,557
VCB	1,942 m	TCB / Bwl	0,000
Wetted Surface Area	132,214 m <sup>2</sup>		
Moment To Trim	759,418 kgf-m/cm		

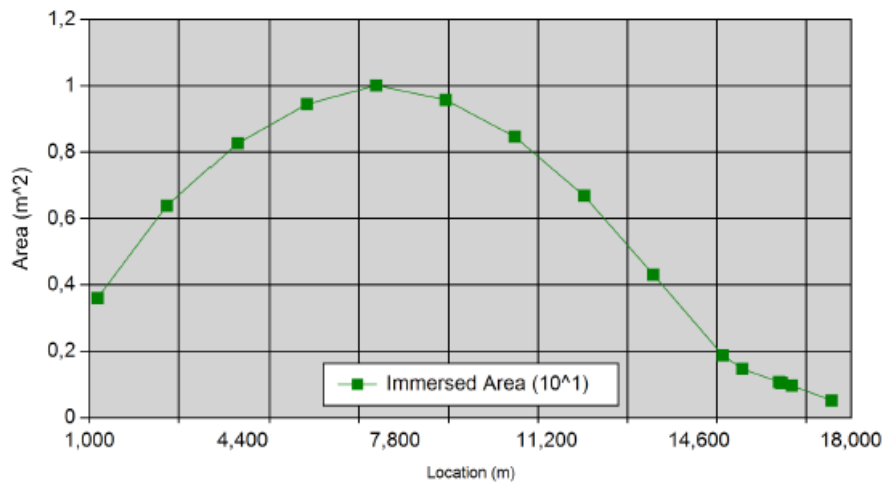
Waterplane Values			
Waterplane Area, Awp	74,520 m <sup>2</sup>		
LCF	7,535 m	FF/Lwl	0,428
TCF	0,000 m	AF/Lwl	0,572
Weight To Immerse	764,502 kgf/cm	TCF / Lwl	0,000

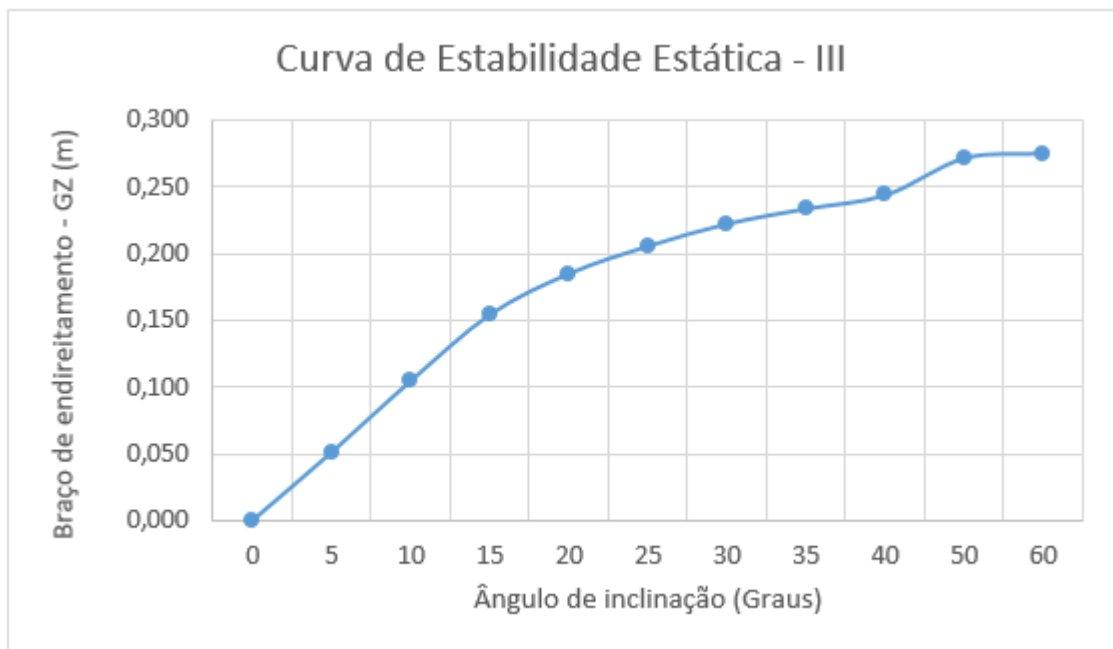
Sectional Parameters			
Ax	10,014 m <sup>2</sup>		
Ax Location	7,481 m	Ax Location / Lwl	0,425

Hull Form Coefficients			
Cb	0,366	Cx	0,597
Cp	0,613	Cwp	0,767
Cvp	0,477	Cws	3,016

I(transverse)	145,642 m <sup>4</sup>	I(longitudinal)	1391,338 m <sup>4</sup>
BMt	1,341 m	BMI	12,807 m
GMt	0,586 m	GMI	12,053 m
Mt	0,517 m	MI	11,983 m

Station Data





Condition Name=CONDIÇÃO 4,Weight=93.310,00,LCG=8,24,TCG=0,00

#### General Info

Analysis Type	FreeFloatEquilibrium	Up Direction = Positive_Z
		Fwd Direction = Negative_X

#### Surface Meshing Parameters

Density	1	Minimum edge length	0,0001 m
Maximum angle	0	Maximum edge length	0 m
Maximum aspect ratio	0	Max distance, edge to surf.	0 m
Minimum initial grid quads	0	Jagged seams	False
Refine mesh	True	Simple planes	True

#### Load Condition Parameters

Weight	93310,000 kgf
LCG	8,239 m
TCG	0,000 m
VCG	2,7632 m
Fluid Type	Seawater
Fluid Density	1025,900 kg/m <sup>3</sup>
Mirror Geometry	False

#### Resultant Model Attitude

Heel Angle	-0,001 deg	Sinkage	2,428 m
Trim Angle	0,777 deg		

#### Overall Dimensions

Length Overall, LOA	18,076 m	Loa / Boa	3,247
Beam Overall, Boa	5,567 m	Boa / D	0,975
Depth Overall, D	5,712 m		

**Waterline Dimensions**

Waterline Length, Lwl	17,668 m	Lwl / Bwl	3,234
Waterline Beam, Bwl	5,463 m	Bwl / T	2,045
Navigational Draft, T	2,671 m	D / T	2,139

**Volumetric Values**

Displacement Weight	93310,023 kgf	Displ-Length Ratio	471,550
Volume	90,954 m <sup>3</sup>		
LCB	8,252 m	FB/Lwl	0,465
TCB	0,000 m	AB/Lwl	0,535
VCB	1,804 m	TCB / Bwl	0,000
Wetted Surface Area	122,864 m <sup>2</sup>		
Moment To Trim	730,867 kgf-m/cm		

**Waterplane Values**

Waterplane Area, Awp	73,403 m <sup>2</sup>		
LCF	7,592 m	FF/Lwl	0,428
TCF	0,000 m	AF/Lwl	0,572
Weight To Immerse	753,039 kgf/cm	TCF / Lwl	0,000

**Sectional Parameters**

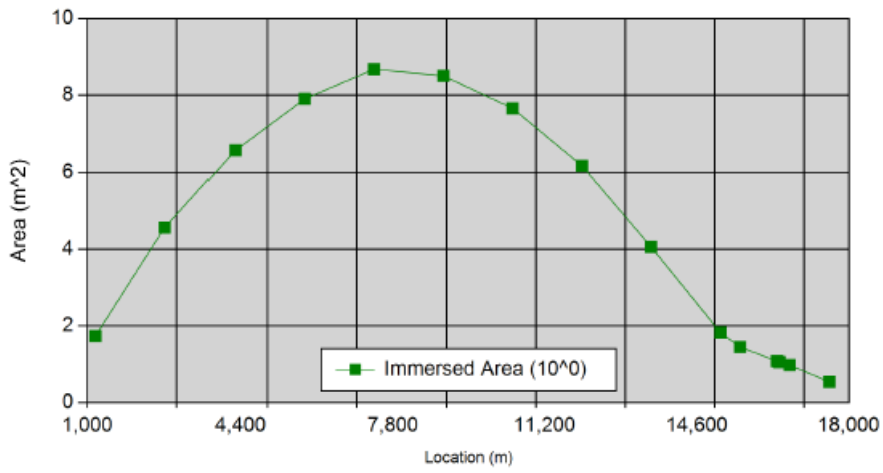
Ax	8,729 m <sup>2</sup>		
Ax Location	7,870 m	Ax Location / Lwl	0,444

**Hull Form Coefficients**

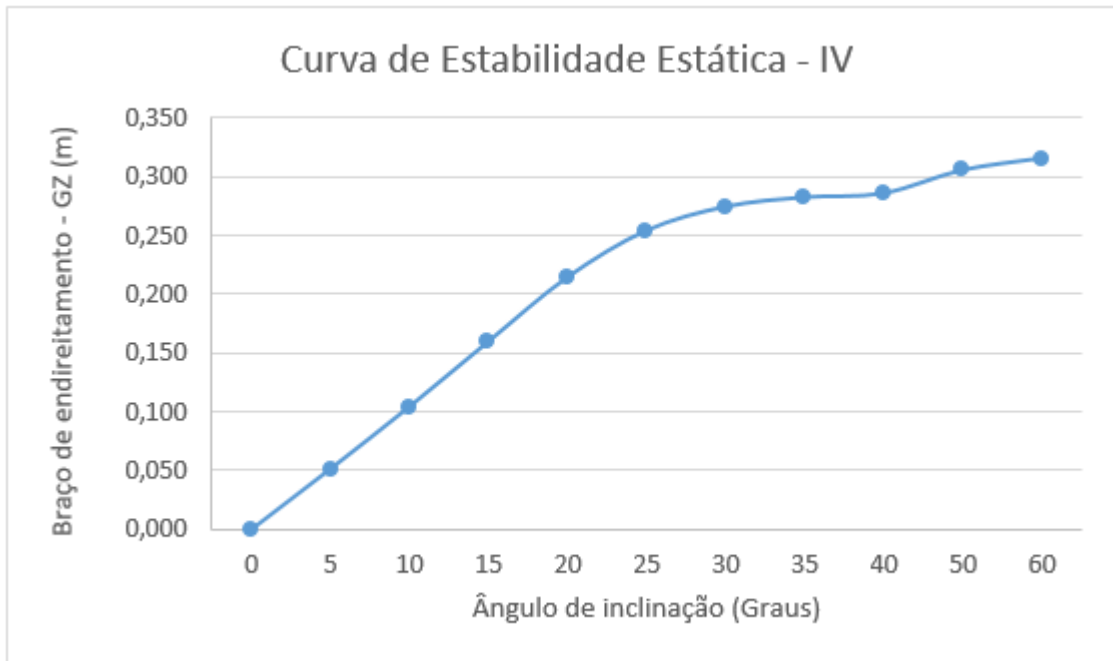
Cb	0,353	Cx	0,598
Cp	0,590	Cwp	0,761
Cvp	0,464	Cws	3,065

I(transverse)	141,179 m <sup>4</sup>	I(longitudinal)	1345,919 m <sup>4</sup>
BMt	1,552 m	BMI	14,798 m
GMt	0,593 m	GMI	13,838 m
Mt	0,816 m	MI	14,062 m

**Station Data**







### Cálculo do Efeito de Superfície Livre

	Momento de Superfície Livre (t.m)										
	$\Delta$ (t)	5	10	15	20	25	30	35	40	50	60
Condição I	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Condição II	118,5	0,2369	0,4774	0,7259	0,9873	1,2297	1,3619	1,4292	1,4572	1,4434	1,3846
Condição III	111,45	0,0366	0,0738	0,1122	0,1526	0,1901	0,2109	0,2218	0,2269	0,2270	0,2223
Condição IV	93,31	0,0366	0,0738	0,1122	0,1526	0,1901	0,2109	0,2218	0,2269	0,2270	0,2223

	Efeito de de Superfície Livre									
	5	10	15	20	25	30	35	40	50	60
Condição I	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Condição II	0,002	0,00403	0,00613	0,00833	0,01038	0,01149	0,01206	0,0123	0,01218	0,01168
Condição III	3E-04	0,00066	0,00101	0,00137	0,00171	0,00189	0,00199	0,00204	0,00204	0,00199
Condição IV	4E-04	0,00079	0,0012	0,00164	0,00204	0,00226	0,00238	0,00243	0,00243	0,00238

## APÊNDICE B — Registros da medição de temperatura e rotação

As medições realizadas relativas à temperatura da casa de máquinas e da rotação do motor foram executadas durante os meses de Agosto e Setembro e estão apresentadas a seguir.

	Medição de Temperatura (Graus) - Agosto									Rotação (RPM)
	Diurno			Noturno			Viagem			
	In	Out	Delta	In	Out	Delta	In	Out	Delta	
1	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
2	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
3	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
4	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
5	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
6	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
7	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
8	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
9	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
10	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
11	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
12	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
13	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
14	-	-	-	38,8	20,2	18,6	34,1	21,2	12,9	-
15	36,9	22,9	14	37,8	20,7	17,1	-	-	-	1400
16	-	-	-	38,7	20,6	18,1	-	-	-	1450
17	36,7	21,8	14,9	39,5	22,5	17	-	-	-	1450
18	37,1	23,1	14	40,8	21,9	18,9	-	-	-	1400
19	33,7	21,4	12,3	-	-	-	-	-	-	1400
20	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
21	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
22	33,3	20,8	12,5	33,5	20,1	13,4	-	-	-	1450
23	-	-	-	33,8	21,4	12,4	30,8	22,3	8,5	1400
24	34,1	21,8	12,3	38,1	22,1	16	-	-	-	1400
25	-	-	-	-	-	-	32,8	26,3	6,5	1450
26	-	-	-	-	-	-	33,6	25,8	7,8	1500
27	33,4	22	11,4	-	-	-	35,4	21,7	13,7	1500
28	-	-	-	34,1	23,4	10,7	33,5	25,5	8	1500
29	-	-	-	35	22,3	12,7	-	-	-	1450
30	-	-	-	36,2	23,1	13,1	-	-	-	1450
31	-	-	-	34,9	24,5	10,4	-	-	-	1400
<b>Média</b>	35,03	21,97	13,06	36,77	21,90	14,87	33,37	23,80	9,57	1440,00

Medição de Temperatura (Graus) - Setembro										
	Diurno			Noturno			Viagem			Rotação (RPM)
	In	Out	Delta	In	Out	Delta	In	Out	Delta	
1	39	21,5	17,5	40	22	18	-	-	-	1450
2	38,8	21,6	17,2	35,8	21,8	14	-	-	-	1400
3	38,4	22	16,4	36,4	21,6	14,8	-	-	-	1400
4	34,6	21,8	12,8	34,8	21,3	13,5	-	-	-	1400
5	34,9	22	12,9	34,6	21,5	13,1	-	-	-	1450
6	-	-	-	36	26	10	-	-	-	1450
7	-	-	-	36,8	25,8	11	-	-	-	1500
8	-	-	-	35,8	25	10,8	-	-	-	1450
9	-	-	-	35,5	26,1	9,4	-	-	-	1400
10	32,1	26,2	5,9	36,5	23,9	12,6	-	-	-	1400
11	31,9	25,9	6	36,1	24,5	11,6	-	-	-	1500
12	-	-	-	35,8	23,6	12,2	-	-	-	1500
13	-	-	-	36,6	23,9	12,7	-	-	-	1400
14	-	-	-	38,4	22,1	16,3	-	-	-	1500
15	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
16	-	-	-	38,6	22	16,6	-	-	-	1450
17	-	-	-	39	21,9	17,1	-	-	-	1400
18	35,5	22,1	13,4	39,2	22,1	17,1	-	-	-	1450
19	39,5	27,7	11,8	38,9	21,8	17,1	-	-	-	1450
20	39,7	22,8	16,9	-	-	-	39,3	22,1	17,2	1450
21	-	-	-	39,5	24,2	15,3	40,9	26,6	14,3	1400
22	-	-	-	38,9	24,5	14,4	-	-	-	1400
23	-	-	-	-	-	-	36,3	25,9	10,4	-
24	-	-	-	38,8	24,9	13,9	38,6	24,7	13,9	-
25	-	-	-	39,7	23	16,7	40,6	25,2	15,4	-
26	-	-	-	39,2	24,2	15	40,3	24,9	15,4	-
27	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
28	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
29	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
30	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
31	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
<b>Média</b>	36,44	23,36	13,08	37,43	23,38	14,05	39,33	24,90	14,43	1438,10

APÊNDICE C — Resultados do processo de otimização do propulsor

Os resultados provenientes das 18 análises de otimização realizadas no software PropExpert foram compilados e estão expostos na sequência.

<b>Análise 1</b>		
Nº de pás	3	
AE/A0	0,65	
Passo	<b>1292</b>	
Diâmetro	1305	
Relação de redução	<b>5,78</b>	
<b>Resultados - Hélice</b>		
	Top	Cruise
Velocidade	9	2,54
Engine RPM	1915	1800
Power [hp]	178	195
Thrust [kN]	19,11	33,59
Cavitation	OK	OK
Strength	OK	OK
Cavitating (avg)	N/A	N/A
Cavitating (peak)	N/A	N/A
BAR criteria	45%	52%
Pressure criteria	31%	38%
Tip Speed Criteria	74%	70%
Prop RPM	331	311
Prop efficiency	0,59	0,268
Sistem efficiency	0,551	0,25
Eng torque [kN-m]	0,67	0,77
Fuel Rate [l/h]	37	40,6
Tow pull [kN]	0	26,08
Slip	0,351	0,895
<b>Resultados - Eixo</b>		
Shaft material	Aquamet 17	
Shear strength [kPa]	482633	
Safety factor	10	
Req'd min diam	93	
Cylinders	6	
Phase check	OK	

<b>Análise 2</b>		
Nº de pás	3	
AE/A0	0,65	
Passo	<b>1394</b>	
Diâmetro	1405	
Relação de Redução	<b>6,54</b>	
<b>Resultados - Hélice</b>		
	Top	Cruise
Speed	9	2,54
Engine RPM	1994	1800
Power [hp]	182	195
Thrust [kN]	19,59	34,98
Cavitation	OK	OK
Strength	OK	OK
Cavitating (avg)	N/A	N/A
Cavitating (peak)	N/A	N/A
BAR criteria	41%	47%
Pressure criteria	28%	35%
Tip Speed Criteria	72%	66%
Prop RPM	297	275
Prop efficiency	0,592	0,279
Sistem efficiency	0,552	0,26
Eng torque [kN-m]	0,67	0,77
Fuel Rate [l/h]	37,9	40,6
Tow pull [kN]	0	27,18
Slip	0,329	0,796
<b>Resultados - Eixo</b>		
Shaft material	Aquamet 17	
Shear strength [kPa]	482633	
Safety factor	10	
Req'd min diam	78	
Cylinders	6	
Phase check	OK	

<b>Análise 3</b>		
Nº de pás	3	
AE/A0	0,65	
Passo	<b>1496</b>	
Diâmetro	1505	
Relação de Redução	<b>7,34</b>	
<b>Resultados - Hélice</b>		
	Top	Cruise
Speed	9	2,54
Engine RPM	1974	1800
Power [hp]	186	195
Thrust [kN]	20,06	36,31
Cavitation	OK	OK
Strength	OK	OK
Cavitating (avg)	N/A	N/A
Cavitating (peak)	N/A	N/A
BAR criteria	38%	44%
Pressure criteria	26%	32%
Tip Speed Criteria	70%	63%
Prop RPM	269	245
Prop efficiency	0,592	0,289
Sistem efficiency	0,552	0,27
Eng torque [kN-m]	0,67	0,77
Fuel Rate [l/h]	38,8	40,6
Tow pull [kN]	0	28,23
Slip	0,31	0,786
<b>Resultados - Eixo</b>		
Shaft material	Aquamet 17	
Shear strength [kPa]	482633	
Safety factor	10	
Req'd min diam	81	
Cylinders	6	
Phase check	OK	

<b>Análise 4</b>		
Nº de pás	4	
AE/A0	0,55	
Passo	<b>1588</b>	
Diâmetro	1305	
Relação de Redução	<b>6,72</b>	
<b>Resultados - Hélice</b>		
	Top	Cruise
Speed	9	2,54
Engine RPM	1872	1800
Power [hp]	175	195
Thrust [kN]	19,11	33,29
Cavitation	OK	OK
Strength	OK	<b>FAIL</b>
Cavitating (avg)	N/A	N/A
Cavitating (peak)	N/A	N/A
BAR criteria	62%	72%
Pressure criteria	36%	44%
Tip Speed Criteria	62%	60%
Prop RPM	279	268
Prop efficiency	0,599	0,265
Sistem efficiency	0,559	0,247
Eng torque [kN-m]	0,67	0,77
Fuel Rate [l/h]	36,5	40,6
Tow pull [kN]	0	25,83
Slip	0,372	0,816
<b>Resultados - Eixo</b>		
Shaft material	Aquamet 17	
Shear strength [kPa]	482633	
Safety factor	10	
Req'd min diam	99	
Cylinders	6	
Phase check	OK	

<b>Análise 5</b>		
Nº de pás	4	
AE/A0	0,6	
Passo	<b>1526</b>	
Diâmetro	1305	
Relação de Redução	<b>6,56</b>	
<b>Resultados - Hélice</b>		
	Top	Cruise
Speed	9	2,54
Engine RPM	1884	1800
Power [hp]	176	195
Thrust [kN]	19,11	33,3
Cavitation	OK	OK
Strength	OK	OK
Cavitating (avg)	N/A	N/A
Cavitating (peak)	N/A	N/A
BAR criteria	55%	64%
Pressure criteria	34%	41%
Tip Speed Criteria	64%	62%
Prop RPM	287	274
Prop efficiency	0,598	0,265
Sistem efficiency	0,558	0,247
Eng torque [kN-m]	0,66	0,77
Fuel Rate [l/h]	36,6	40,6
Tow pull [kN]	0	25,85
Slip	0,366	0,813
<b>Resultados - Eixo</b>		
Shaft material	Aquamet 17	
Shear strength [kPa]	482633	
Safety factor	10	
Req'd min diam	79	
Cylinders	6	
Phase check	OK	



<b>Análise 6</b>		
Nº de pás	4	
AE/A0	0,65	
Passo	<b>1467</b>	
Diâmetro	1305	
Relação de Redução	<b>6,4</b>	
<b>Resultados - Hélice</b>		
	Top	Cruise
Speed	9	2,54
Engine RPM	1896	1800
Power [hp]	176	195
Thrust [kN]	19,11	33,35
Cavitation	OK	OK
Strength	OK	OK
Cavitating (avg)	N/A	N/A
Cavitating (peak)	N/A	N/A
BAR criteria	50%	58%
Pressure criteria	31%	38%
Tip Speed Criteria	66%	63%
Prop RPM	296	281
Prop efficiency	0,596	0,266
Sistem efficiency	0,556	0,248
Eng torque [kN-m]	0,66	0,77
Fuel Rate [l/h]	36,7	40,6
Tow pull [kN]	0	25,88
Slip	0,36	0,81
<b>Resultados - Eixo</b>		
Shaft material	Aquamet 17	
Shear strength [kPa]	482633	
Safety factor	10	
Req'd min diam	78	
Cylinders	6	
Phase check	OK	

<b>Análise 7</b>		
Nº de pás	4	
AE/A0	0,7	
Passo	<b>1416</b>	
Diâmetro	1305	
Relação de Redução	<b>6,26</b>	
<b>Resultados - Hélice</b>		
	Top	Cruise
Speed	9	2,54
Engine RPM	1909	1800
Power [hp]	177	195
Thrust [kN]	19,11	33,43
Cavitation	OK	OK
Strength	OK	OK
Cavitating (avg)	N/A	N/A
Cavitating (peak)	N/A	N/A
BAR criteria	45%	53%
Pressure criteria	29%	35%
Tip Speed Criteria	68%	64%
Prop RPM	305	287
Prop efficiency	0,592	0,266
Sistem efficiency	0,552	0,248
Eng torque [kN-m]	0,66	0,77
Fuel Rate [l/h]	37	40,6
Tow pull [kN]	0	25,94
Slip	0,356	0,807
<b>Resultados - Eixo</b>		
Shaft material	Aquamet 17	
Shear strength [kPa]	482633	
Safety factor	10	
Req'd min diam	78	
Cylinders	6	
Phase check	OK	

<b>Análise 8</b>		
Nº de pás	4	
AE/A0	0,55	
Passo	<b>1708</b>	
Diâmetro	1405	
Relação de Redução	<b>7,59</b>	
<b>Resultados - Hélice</b>		
	Top	Cruise
Speed [knots]	9	2,54
Engine RPM	1897	1800
Power [hp]	178	195
Thrust [kN]	19,59	34,67
Cavitation	OK	OK
Strength	OK	OK
Cavitating (avg)	N/A	N/A
Cavitating (peak)	N/A	N/A
BAR criteria	57%	65%
Pressure criteria	33%	40%
Tip Speed Criteria	60%	57%
Prop RPM	250	237
Prop efficiency	0,604	0,276
Sistem efficiency	0,563	0,258
Eng torque [kN-m]	0,67	0,77
Fuel Rate [l/h]	37,2	40,6
Tow pull [kN]	0	26,92
Slip	0,349	0,807
<b>Resultados - Eixo</b>		
Shaft material	Aquamet 17	
Shear strength [kPa]	482633	
Safety factor	10	
Req'd min diam	83	
Cylinders	6	
Phase check	OK	

<b>Análise 9</b>		
Nº de pás	4	
AE/A0	0,6	
Passo	<b>1640</b>	
Diâmetro	1405	
Relação de Redução	<b>7,41</b>	
<b>Resultados - Hélice</b>		
	Top	Cruise
Speed	9	2,54
Engine RPM	1910	1800
Power [hp]	179	195
Thrust [kN]	19,59	34,68
Cavitation	OK	OK
Strength	OK	OK
Cavitating (avg)	N/A	N/A
Cavitating (peak)	N/A	N/A
BAR criteria	50%	58%
Pressure criteria	30%	37%
Tip Speed Criteria	62%	59%
Prop RPM	258	243
Prop efficiency	0,602	0,276
Sistem efficiency	0,562	0,258
Eng torque [kN-m]	0,67	0,77
Fuel Rate [l/h]	37,3	40,6
Tow pull [kN]	0	26,94
Slip	0,343	0,803
<b>Resultados - Eixo</b>		
Shaft material	Aquamet 17	
Shear strength [kPa]	482633	
Safety factor	10	
Req'd min diam	82	
Cylinders	6	
Phase check	OK	

<b>Análise 10</b>		
Nº de pás	4	
AE/A0	0,65	
Passo	<b>1578</b>	
Diâmetro	1405	
Relação de Redução	<b>7,23</b>	
<b>Resultados - Hélice</b>		
	Top	Cruise
Speed	9	2,54
Engine RPM	1923	1800
Power [hp]	180	195
Thrust [kN]	19,59	34,73
Cavitation	OK	OK
Strength	OK	OK
Cavitating (avg)	N/A	N/A
Cavitating (peak)	N/A	N/A
BAR criteria	45%	53%
Pressure criteria	28%	34%
Tip Speed Criteria	64%	60%
Prop RPM	266	249
Prop efficiency	0,599	0,277
Sistem efficiency	0,558	0,258
Eng torque [kN-m]	0,67	0,77
Fuel Rate [l/h]	37,5	40,6
Tow pull [kN]	0	26,97
Slip	0,338	0,8
<b>Resultados - Eixo</b>		
Shaft material	Aquamet 17	
Shear strength [kPa]	482633	
Safety factor	10	
Req'd min diam	81	
Cylinders	6	
Phase check	OK	

<b>Análise 11</b>		
Nº de pás	4	
AE/A0	0,7	
Passo	<b>1526</b>	
Diâmetro	1405	
Relação de Redução	<b>7,08</b>	
<b>Resultados - Hélice</b>		
	Top	Cruise
Speed	9	2,54
Engine RPM	1938	1800
Power [hp]	181	195
Thrust [kN]	19,59	34,81
Cavitation	OK	OK
Strength	OK	OK
Cavitating (avg)	N/A	N/A
Cavitating (peak)	N/A	N/A
BAR criteria	41%	48%
Pressure criteria	26%	32%
Tip Speed Criteria	66%	61%
Prop RPM	274	254
Prop efficiency	0,594	0,277
Sistem efficiency	0,554	0,259
Eng torque [kN-m]	0,67	0,77
Fuel Rate [l/h]	37,8	40,6
Tow pull [kN]	0	27,04
Slip	0,334	0,798
<b>Resultados - Eixo</b>		
Shaft material	Aquamet 17	
Shear strength [kPa]	482633	
Safety factor	10	
Req'd min diam	80	
Cylinders	6	
Phase check	OK	

<b>Análise 12</b>		
Nº de pás	4	
AE/A0	0,55	
Passo	<b>1820</b>	
Diâmetro	1505	
Relação de Redução	<b>8,47</b>	
<b>Resultados - Hélice</b>		
	Top	Cruise
Speed	9	2,54
Engine RPM	1924	1800
Power [hp]	182	195
Thrust [kN]	20,06	35,99
Cavitation	OK	OK
Strength	OK	OK
Cavitating (avg)	N/A	N/A
Cavitating (peak)	N/A	N/A
BAR criteria	52%	59%
Pressure criteria	30%	37%
Tip Speed Criteria	59%	55%
Prop RPM	227	212
Prop efficiency	0,606	0,287
Sistem efficiency	0,565	0,267
Eng torque [kN-m]	0,67	0,77
Fuel Rate [l/h]	37,9	40,6
Tow pull [kN]	0	27,97
Slip	0,328	0,797
<b>Resultados - Eixo</b>		
Shaft material	Aquamet 17	
Shear strength [kPa]	482633	
Safety factor	10	
Req'd min diam	86	
Cylinders	6	
Phase check	OK	

<b>Análise 13</b>		
Nº de pás	4	
AE/A0	0,6	
Passo	<b>1717</b>	
Diâmetro	1505	
Relação de Redução	<b>8,16</b>	
<b>Resultados - Hélice</b>		
	Top	Cruise
Speed	9	2,54
Engine RPM	1941	1800
Power [hp]	184	195
Thrust [kN]	20,06	36
Cavitation	OK	OK
Strength	OK	OK
Cavitating (avg)	N/A	N/A
Cavitating (peak)	N/A	N/A
BAR criteria	46%	52%
Pressure criteria	28%	34%
Tip Speed Criteria	61%	57%
Prop RPM	238	221
Prop efficiency	0,601	0,287
Sistem efficiency	0,561	0,267
Eng torque [kN-m]	0,67	0,77
Fuel Rate [l/h]	38,2	40,6
Tow pull [kN]	0	27,98
Slip	0,32	0,793
<b>Resultados - Eixo</b>		
Shaft material	Aquamet 17	
Shear strength [kPa]	482633	
Safety factor	10	
Req'd min diam	84	
Cylinders	6	
Phase check	OK	



<b>Análise 14</b>		
Nº de pás	4	
AE/A0	0,65	
Passo	<b>1690</b>	
Diâmetro	1505	
Relação de Redução	<b>8,05</b>	
<b>Resultados - Hélice</b>		
	Top	Cruise
Speed	9	2,54
Engine RPM	1956	1800
Power [hp]	185	195
Thrust [kN]	20,06	36,05
Cavitation	OK	OK
Strength	OK	OK
Cavitating (avg)	N/A	N/A
Cavitating (peak)	N/A	N/A
BAR criteria	40%	48%
Pressure criteria	26%	31%
Tip Speed Criteria	62%	57%
Prop RPM	243	222
Prop efficiency	0,596	0,287
Sistem efficiency	0,556	0,268
Eng torque [kN-m]	0,3	0,77
Fuel Rate [l/h]	38,5	40,6
Tow pull [kN]	0	28,01
Slip	0,318	0,791
<b>Resultados - Eixo</b>		
Shaft material	Aquamet 17	
Shear strength [kPa]	482633	
Safety factor	10	
Req'd min diam	84	
Cylinders	6	
Phase check	OK	

<b>Análise 15</b>		
Nº de pás	4	
AE/A0	0,7	
Passo	<b>1636</b>	
Diâmetro	1505	
Relação de Redução	<b>7,94</b>	
<b>Resultados - Hélice</b>		
	Top	Cruise
Speed	9	2,54
Engine RPM	1968	1800
Power [hp]	186	195
Thrust [kN]	20,06	36,13
Cavitation	OK	OK
Strength	OK	OK
Cavitating (avg)	N/A	N/A
Cavitating (peak)	N/A	N/A
BAR criteria	38%	44%
Pressure criteria	24%	29%
Tip Speed Criteria	64%	59%
Prop RPM	248	227
Prop efficiency	0,594	0,288
Sistem efficiency	0,554	0,268
Eng torque [kN-m]	0,67	0,77
Fuel Rate [l/h]	38,7	40,6
Tow pull [kN]	0	28,02
Slip	0,315	0,789
<b>Resultados - Eixo</b>		
Shaft material	Aquamet 17	
Shear strength [kPa]	482633	
Safety factor	10	
Req'd min diam	83	
Cylinders	6	
Phase check	OK	

<b>Análise 16</b>		
Nº de pás	5	
AE/A0	0,75	
Passo	1506	
Diâmetro	1305	
Relação de Redução	6,62	
<b>Resultados - Hélice</b>		
	Top	Cruise
Speed	9	2,54
Engine RPM	1906	1800
Power [hp]	177	195
Thrust [kN]	19,11	33,4
Cavitation	OK	OK
Strength	OK	OK
Cavitating (avg)	N/A	N/A
Cavitating (peak)	N/A	N/A
BAR criteria	45%	52%
Pressure criteria	27%	33%
Tip Speed Criteria	65%	61%
Prop RPM	288	272
Prop efficiency	0,593	0,266
Sistem efficiency	0,553	0,248
Eng torque [kN-m]	0,66	0,77
Fuel Rate [l/h]	36,9	40,6
Tow pull [kN]	0	25,92
Slip	0,359	0,808
<b>Resultados - Eixo</b>		
Shaft material	Aquamet 17	
Shear strength [kPa]	482633	
Safety factor	10	
Req'd min diam	98	
Cylinders	6	
Phase check	OK	

<b>Análise 17</b>		
Nº de pás	5	
AE/A0	0,75	
Passo	1621	
Diâmetro	1405	
Relação de Redução	7,48	
<b>Resultados - Hélice</b>		
	Top	Cruise
Speed	9	2,54
Engine RPM	1934	1800
Power [hp]	181	195
Thrust [kN]	19,59	34,78
Cavitation	OK	OK
Strength	OK	OK
Cavitating (avg)	N/A	N/A
Cavitating (peak)	N/A	N/A
BAR criteria	41%	44%
Pressure criteria	25%	30%
Tip Speed Criteria	62%	58%
Prop RPM	259	241
Prop efficiency	0,594	0,277
Sistem efficiency	0,554	0,258
Eng torque [kN-m]	0,67	0,77
Fuel Rate [l/h]	37,7	40,6
Tow pull [kN]	0	27,01
Slip	0,337	0,799
<b>Resultados - Eixo</b>		
Shaft material	Aquamet 17	
Shear strength [kPa]	482633	
Safety factor	10	
Req'd min diam	82	
Cylinders	6	
Phase check	OK	

<b>Análise 18</b>		
Nº de pás	5	
AE/A0	0,75	
Passo	1736	
Diâmetro	1505	
Relação de Redução	8,38	
<b>Resultados - Hélice</b>		
	Top	Cruise
Speed	9	2,54
Engine RPM	1965	1800
Power [hp]	186	195
Thrust [kN]	20,06	36,1
Cavitation	OK	OK
Strength	OK	OK
Cavitating (avg)	N/A	N/A
Cavitating (peak)	N/A	N/A
BAR criteria	38%	43%
Pressure criteria	23%	27%
Tip Speed Criteria	61%	56%
Prop RPM	234	215
Prop efficiency	0,594	0,288
Sistem efficiency	0,554	0,268
Eng torque [kN-m]	0,67	0,77
Fuel Rate [l/h]	38,7	40,6
Tow pull [kN]	0	28,06
Slip	0,317	0,79
<b>Resultados - Eixo</b>		
Shaft material	Aquamet 17	
Shear strength [kPa]	482633	
Safety factor	10	
Req'd min diam	85	
Cylinders	6	
Phase check	OK	

## ANEXO A — Método de Ridgeley-Nevitt (1956, 1963 e 1967)

Em 2010 Helmore e Swain propuseram uma equação de regressão com base nas informações gráficas provenientes da série sistemática de Ridgeley e Nevitt para a determinação do coeficiente de resistência residual.

Tal equação é dada em função do coeficiente prismático, do deslocamento (em toneladas) e do comprimento entre perpendiculares (em pés), além dos coeficientes  $a_i$ ,  $j$  e  $k$  expressos da seguinte forma:

$$1000C_R = \sum_{i=0}^{20} a_i C_P^i \left( \frac{\Delta}{(0,01L)^3} \right)^k$$

V/vL	0,7	0,8	0,9	1	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	j	k
a0	-3,37E+02	-1,13E+03	-7,99E+02	-5,50E+03	-1,96E+04	-1,12E+04	2,06E+04	2,30E+04	-7,63E+03	0	0
a1	4,51E+03	1,14E+04	9,44E+03	4,47E+04	1,49E+05	8,52E+04	-1,73E+05	-1,96E+05	4,81E+04	1	0
a2	-2,78E+00	-3,88E+00	-3,48E+00	1,56E+00	1,68E+01	1,85E+01	2,21E+01	3,15E+01	3,47E+01	0	1
a3	-1,99E+04	-4,49E+04	-4,20E+04	-1,46E+05	-4,58E+05	-2,64E+05	5,76E+05	6,54E+05	-1,21E+05	2	0
a4	3,18E-03	1,62E-03	-3,43E-03	-5,24E-03	-2,00E-02	-1,42E-02	-1,54E-02	-1,85E-02	-3,90E-02	0	2
a5	1,45E+01	2,40E+01	2,70E+01	-5,75E+00	-8,57E+01	-9,76E+01	-1,20E+02	-1,74E+02	-1,78E+02	1	1
a6	3,99E+04	8,63E+04	8,96E+04	2,39E+05	7,07E+05	4,17E+05	-9,47E+05	-1,08E+06	1,52E+05	3	0
a7	-1,87E-07	-2,36E-06	-1,41E-06	-7,49E-06	6,92E-06	8,13E-06	2,90E-06	3,53E-06	3,38E-05	0	3
a8	-2,71E+01	-5,80E+01	-7,85E+01	-4,79E+00	1,56E+02	1,90E+02	2,40E+02	3,60E+02	3,51E+02	2	1
a9	-1,46E-02	-3,14E-03	1,99E-02	3,92E-02	8,68E-02	5,60E-02	6,90E-02	7,83E-02	1,32E-01	1	2
a10	-3,79E+04	-8,22E+04	-9,28E+04	-1,98E+05	-5,49E+05	-3,33E+05	7,72E+05	8,86E+05	-9,38E+04	4	0
a11	-1,32E-09	-5,82E-10	-4,24E-10	4,82E-09	-3,83E-10	-2,60E-10	4,16E-09	8,37E-09	-1,41E-08	0	4
a12	2,20E+01	6,60E+01	1,01E+02	3,10E+01	-1,19E+02	-1,62E+02	-2,12E+02	-3,35E+02	-3,14E+02	3	1
a13	1,97E-02	-4,66E-03	-3,83E-02	-7,71E-02	-1,24E-01	-6,82E-02	-9,20E-02	-9,56E-02	-1,51E-01	2	2
a14	3,61E-06	9,63E-06	5,79E-06	1,38E-05	-2,17E-05	-2,67E-05	-2,00E-05	-2,84E-05	-7,48E-05	1	3
a15	1,40E+04	3,11E+04	3,76E+04	6,65E+04	1,72E+05	1,08E+05	-2,50E+05	-2,88E+05	2,23E+04	5	0
a16	5,39E-13	6,85E-13	6,36E-13	-1,30E-12	-3,31E-13	1,49E-12	-1,00E-12	-2,94E-12	2,76E-12	0	5
a17	-6,78E+00	-2,96E+01	-4,84E+01	-2,45E+01	3,01E+01	5,33E+01	7,22E+01	1,20E+02	1,08E+02	4	1
a18	-7,77E-03	7,40E-03	2,37E-02	4,64E-02	5,80E-02	2,06E-02	3,41E-02	3,21E-02	5,57E-02	3	2
a19	-4,04E-06	-6,91E-06	-3,99E-06	-6,79E-06	1,56E-05	2,72E-05	2,29E-05	2,83E-05	4,57E-05	2	3
a20	7,78E-10	-1,13E-09	-1,01E-09	-4,15E-09	1,68E-09	-4,04E-09	-4,39E-09	-5,55E-09	1,30E-08	1	4



## ANEXO B — Método de Van Oortmerssen (1971)

O método proposto por Oortmerssen foi corrigido por Helmore em 2008, cujo o cálculo da resistência residual é realizado da seguinte maneira:

$$R_R/W = c_1 e^{(-mFn^{-2})/9} + c_2 e^{-mFn^{-2}} + c_3 e^{-mFn^{-2}} \cdot \text{sen}Fn^{-2} + c_4 e^{-mFn^{-2}} \cdot \text{cos}Fn^{-2}$$

Onde:

$R_R$  = Resistência residual;

$W = \rho g \Delta$ ;

$\rho$  = Densidade da água ( $t/m^3$ );

$\Delta$  = Deslocamento ( $m^3$ );

LCB = Posição longitudinal do centro do volume deslocado medido a partir da meia nau em %L;

Os coeficiente  $c_1$ ,  $c_2$ ,  $c_3$  e  $c_4$  são calculados de maneira generalizada através de  $c_i$ , através da equação e dos coeficientes dispostos na sequência.

$$c_i = \left[ d_{i,0} + d_{i,1} \cdot LCB + d_{i,2} \cdot LCB^2 + d_{i,3} \cdot C_P + d_{i,4} \cdot C_P^2 + d_{i,5} \cdot L/B + d_{i,6} \cdot L/B^2 + d_{i,7} \cdot C_{WL} + d_{i,8} \cdot C_{WL}^2 + d_{i,9} \cdot B/T + d_{i,10} \cdot B/T^2 + d_{i,11} \cdot C_M \right] / 1000$$

i	1	2	3	4
di, 0	79,32134	6714,884	-908,444	3012,145
di, 1	-0,09287	19,83	2,52704	2,71537
di, 2	-0,00209	2,66997	-0,35794	0,25521
di, 3	-246,459	-19662	755,1866	-9198,81
di, 4	187,1366	14099,9	-48,9395	6886,604
di, 5	-1,42839	137,3361	9,86873	-159,927
di, 6	0,11898	-13,3694	-0,77652	16,23621
di, 7	0,15727	-4,49852	3,7902	0,82014
di, 8	-0,00064	0,021	-0,01879	0,00225
di, 9	-2,52862	216,4492	-9,24399	236,3797
di, 10	0,50619	-35,076	1,28571	-44,1782
di, 11	1,62851	-128,725	250,6491	207,2558



## ANEXO C — Coeficientes do polinômio de regressão da Série Kaplan

x	y	Ka 3-65			Ka 4-55		
		A <sub>xy</sub>	C <sub>xy</sub>	B <sub>xy</sub>	A <sub>xy</sub>	C <sub>xy</sub>	B <sub>xy</sub>
0	0	+0.028100	+0.006260	+0.154000	-0.375000	-0.034700	-0.045100
0	1	-0.143910		+0.115560	-0.203050	+0.018568	
0	2		-0.017942	-0.123761	+0.830306		
0	3	-0.383783			-2.746930		-0.663741
0	4		-0.008089			-0.195582	-0.244626
0	5			-0.741240		+0.317452	
0	6			+0.646894	+0.067548	-0.093739	
1	0			-0.542674	+2.030070	+0.158951	+0.244461
1	1	-0.429709		-0.749643	-0.392301	-0.048433	-0.578464
1	2		-0.016644		-0.611743		+1.116820
1	3				+4.319840	+0.024157	+0.751953
1	4				-0.341290		
1	5					-0.123376	
1	6			-0.162202			-0.08916
2	0	+0.671268		+0.972388	-3.031670	-0.212253	
2	1						-0.146178
2	2	+0.286926		+1.468570			-0.917516
2	3				-2.007860		
2	4						
2	5						
2	6						
3	0	-0.182294	+0.040041	-0.317644	+2.836970	+0.156133	+0.068186
3	1						+0.174041
3	2			-1.084980			+0.102334
3	3				+0.391304		
3	4						
3	5						
3	6			-0.032298			
4	0				-0.994962		
4	1					+0.030740	
4	2					+0.073587	
4	3			+0.199637			
4	4						
4	5						
4	6						
5	0					-0.031826	
5	1			+0.060168	+0.015742	-0.014568	
5	2					-0.109363	
5	3						
5	4					+0.043862	
5	5						
5	6						
6	0		-0.003460		+0.043782	+0.007947	-0.008581
6	1	-0.017378	-0.000674				
6	2		+0.001721			+0.038275	
6	3						
6	4					-0.021971	
6	5						
6	6					+0.000700	
0	7					+0.022850	+0.088319

Ka 4-70			Ka 5-75		
Axy	Cxy	Bxy	Axy	Cxy	Bxy
+0.030550	+0.006735	+0.076594	+0.033000	+0.007210	-0.000813
-0.148687		+0.075223	-0.153463		+0.034885
	-0.016306	-0.061881		-0.014670	
-0.391137		-0.138094	-0.398491		-0.276187
	-0.007244			-0.006398	
		-0.370620			
		+0.323447			
		-0.271337			
-0.432612		-0.687921	-0.435515		-0.626198
	-0.024012	+0.225189		-0.031380	+0.450379
		-0.081101			
+0.667657		+0.666028	+0.664045		+0.359718
	+0.005193	+0.734285	+0.283225	+0.010386	
-0.172529	+0.046605	-0.202467	-0.162764	+0.053169	-0.087289
		-0.542490			
		-0.016149			
	-0.007366			-0.014731	
		+0.099819			
		+0.030084			
-0.017293	-0.001730		-0.017208		
	-0.000337				
	+0.000861	-0.001876			-0.003751

## ANEXO D — Cálculo do Momento do Efeito de Superfície Livre

O cálculo do momento de superfície livre é indicado na NORMAM 01, conforme a expressão do momento de superfície livre induzido em dada inclinação:

$M_{SL} = v \times b \times \gamma \times k \times \sqrt{\delta}$  (7) onde:

$M_{SL}$  = Momento de Superfície Livre em qualquer inclinação, em t.m;

$v$  = volume total do tanque, em  $m^3$ ;

$b$  = largura máxima do tanque, em m;

$\gamma$  = peso específico do líquido no tanque, em  $t/m^3$ ;

$\delta$  = é igual a  $v / (b \times l \times h)$  (coeficiente de bloco do tanque);

$l$  = comprimento máximo do tanque, em m; e

$h$  = altura máxima do tanque, em m; e

$k$  = coeficiente adimensional obtido na Tabela 7.1, ou através das seguintes

expressões:

- quando  $\cot \theta \geq (b / h)$ :

$$k = [(\sin \theta) / 12] \times [1 + ((\tan^2 \theta) / 2)] \times (b / h) \quad (8) \text{ ou}$$

- quando  $\cot \theta \leq (b / h)$ :

$$k = [(\cos \theta) / 8] \times \{1 + [(\tan \theta) / (b / h)]\} - \{(\cos \theta) / [12 \times (b / h)^2]\} \times \{1 + [(\cot^2 \theta) /$$

2]\} (9)

onde:

$\theta$  = ângulo de inclinação transversal

ANEXO E — Especificações de temperatura da sala de máquinas conforme o fabricante Cummins

O Boletim de Aplicação Marítima explana os requerimentos de instalação do projeto da sala de máquinas bem como as especificações de operação dos equipamentos relativos ao fabricante Cummins.

## **Summary of Installation Requirements**

The following air intake system installation requirements supersede those included in previously published Cummins Marine bulletins.

- **For an internal air supply system, the difference between combustion air intake temperature and ambient air temperature (outside of the engine room) must not exceed 17°C (30°F).**
- **For an external air supply system, the difference between engine room temperature and ambient temperature (outside of the engine room) must not exceed 17°C (30°F).**
- **Engine room temperature must not exceed 66°C (150°F) under any operating conditions.**
- **Forced ventilation systems must operate continuously anytime the engines are running.**
- **All duct joints, components, and connections must be capable of operating continuously in a maximum ambient temperature of 92C (200F).**
- **Vents must be located such that they will not allow exhaust gases or water to be pulled into the engine room under any conditions.**