



ANÁLISE DO DESEMPENHO PROPULSIVO EM NAVIOS DE ALTA VELOCIDADE

Luis Fernando Concha Figueroa

Dissertação de Mestrado apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Oceânica, COPPE, da Universidade Federal do Rio de Janeiro, como parte dos requisitos necessários à obtenção do título de Mestre em Engenharia Oceânica.

Orientadores: Luiz Antonio Vaz Pinto
Severino Fonseca da Silva Neto

Rio de Janeiro
Março de 2019

ANÁLISE DO DESEMPENHO PROPULSIVO EM NAVIOS DE ALTA
VELOCIDADE


Luis Fernando Concha Figueroa

DISSERTAÇÃO SUBMETIDA AO CORPO DOCENTE DO INSTITUTO ALBERTO
LUIZ COIMBRA DE PÓS-GRADUAÇÃO E PESQUISA DE ENGENHARIA
(COPPE) DA UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO DE JANEIRO COMO PARTE
DOS REQUISITOS NECESSÁRIOS PARA A OBTENÇÃO DO GRAU DE MESTRE
EM CIÊNCIAS EM ENGENHARIA OCEÂNICA.

Examinada por:



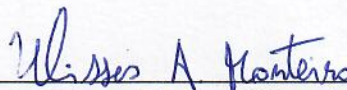
Prof. Luiz Antonio Vaz Pinto, D.Sc.



Prof. Richard David Schachter, Ph. D.



Eng. Pesq. Antonio Carlos Ramos Troyman, D.Sc.



Prof. Ulisses Admar Barbosa Vicente Monteiro, D.Sc.

RIO DE JANEIRO, RJ - BRASIL

MARÇO DE 2019

Figuerola, Luis Fernando Concha

Análise do Desempenho Propulsivo em Navios de Alta Velocidade/ Luis Fernando Concha Figuerola. – Rio de Janeiro: UFRJ/COPPE, 2019.

XIV, 149 p.: il.; 29,7 cm.

Orientadores: Luiz Antonio Vaz Pinto

Severino Fonseca da Silva Neto

Dissertação (mestrado) – UFRJ/COPPE/Programa de Engenharia Oceânica, 2019.

Referências Bibliográficas: p. 144-146.

1. Desempenho propulsivo. 2. Navios de alta velocidade. 3. Desempenho hidrodinâmico. 4. Cavitação. 5. Interação casco-propulsor. I. Pinto, Luiz Antonio Vaz *et al.* II. Universidade Federal do Rio de Janeiro, COPPE, Programa de Engenharia Oceânica. III. Título.

DEDICATÓRIA

Este trabalho é dedicado aos meus pais Sabina e Claudio que foram, são e serão o mais importante da minha vida.

AGRADECIMENTOS

Antes de tudo, agradecer a minha família pelo grande apoio durante a etapa do mestrado. Especialmente, agradeço a meus pais Claudio e Sabina e a minha tia Felícia pelos conselhos, apoio e amor ao longo da minha vida.

A meu orientador Luiz Vaz pela ajuda e confiança no desenvolvimento da dissertação e da pesquisa. Além disso, agradeço pela oportunidade de realizar embarques, os quais foram uma maravilhosa experiência na minha vida profissional.

Aos amigos do LEDAV, Severino Neto, Ulisses Monteiro, Denise Cunha, Ricardo Ramirez, Carlos Troyman, Luiz Vaz, Luiz Augusto (Luizão), Claudio Sarasa Hualber Berber e Frederico Novaes, pela amizade, os bons momentos e ajuda na dissertação. Especialmente, a Dona Carmen que é minha mãe brasileira, agradeço pelo carinho, suporte e conselhos ao longo da minha permanência no Brasil.

À Lucianita pela ajuda e apoio nos trâmites realizados no mestrado, e também pela sua amizade.

Aos meus amigos do Peru e aos novos amigos que fiz aqui de todas nacionalidades (peruanos, chineses, colombianos, bolivianos, brasileiros, etc.) pelos bons momentos que passamos juntos.

Agradeço a Bianca Amorim pelo amor, amizade e apoio aqui no Brasil, obrigado por ter me deixado entrar na sua vida.

À Universidade Federal do Rio de Janeiro, ao programa de Oceanica e à COPPE pela minha formação.

À CAPES pelo apoio financeiro.

Resumo da Dissertação apresentada à COPPE/UFRJ como parte dos requisitos necessários para a obtenção do grau de Mestre em Ciências (M.Sc.)

ANÁLISE DO DESEMPENHO PROPULSIVO EM NAVIOS DE ALTA VELOCIDADE

Luis Fernando Concha Figueroa

Março/2019

Orientadores: Luiz Antonio Vaz Pinto

Severino Fonseca da Silva Neto

Programa: Engenharia Oceânica

O objetivo desta dissertação é desenvolver uma ferramenta computacional para estimar, com alta precisão, o desempenho propulsivo (potência BHP e a eficiência total), nas embarcações de alta velocidade em baixas e altas velocidades utilizando apenas dados geométricos do casco e do propulsor, avaliando-se também o risco de cavitação do propulsor. Este algoritmo permitirá otimizar ou selecionar o sistema propulsivo destas embarcações. Para atingir este objetivo, métodos para calcular a resistência ao avanço, os coeficientes da interação casco-propulsor, a potência requerida pelo propulsor e a cavitação foram estudados e implementados no algoritmo desenvolvido em LabVIEW.

Para verificar a precisão do algoritmo dois casos de estudo são avaliados. O primeiro caso verifica o cálculo de potência, rotação e torque realizado pelo algoritmo, fornecendo bons resultados. Neste caso, o algoritmo foi utilizado para otimizar o sistema propulsivo, conseguindo-se melhorar o desempenho propulsivo. O segundo caso, avalia a precisão do cálculo de resistência utilizando três modelos de deslocamento de alta velocidade, validando os métodos utilizados na dissertação. Além disso, um sistema propulsivo foi selecionado para um dos modelos utilizando-se o algoritmo.

Abstract of Dissertation presented to COPPE/UFRJ as a partial fulfillment of the requirements for the degree of Master of Science (M.Sc.).

ANALYSIS OF PROPULSION PERFORMANCE FOR HIGH-SPEED CRAFT

Luis Fernando Concha Figueroa

March/2019

Advisors: Luiz Antonio Vaz Pinto

Severino Fonseca da Silva Neto

Department: Ocean Engineering

The objective of this work is to develop a computational tool to estimate the propulsive performance (BHP power and total efficiency) with high precision of high speed crafts at low and high speeds by using only hull and propeller geometric data. Cavitation levels on propellers were also evaluated. This algorithm will optimize or select the propulsion system of these vessels. In order to reach this objective, methods to calculate the resistance, hull-propeller interaction coefficients, required propeller power and capitation coefficients were studied and programmed in the algorithm developed in LabVIEW.

To verify the accuracy of the algorithm two case studies were evaluated. The first case verifies the calculation of power, rotation and torque performed by the algorithm, providing good results. In this case, the algorithm was used to optimize the propulsion system, improving the propulsion performance. The second case evaluates the accuracy of the resistance calculation using three models of high speed displacement, validating methods used in this work. In addition, a propulsion system was selected for one of the models by using the algorithm.

SUMÁRIO

1	Introdução.....	1
1.1	Motivação	5
1.2	Objetivos.....	8
1.3	Estrutura do trabalho.....	9
2	Estado da arte	11
2.1	Métodos de estimativa da resistência ao avanço.....	11
2.2	Desempenho propulsivo	15
3	Fundamentos teóricos.....	20
3.1	Desempenho hidrodinâmico das embarcações de alta velocidade	20
3.1.1	Equilíbrio dinâmico - Método de Savitsky (1964).....	27
	a) Considerações geométricas.....	28
	b) Sustentação de superfícies prismáticas	31
	c) Cálculo da resistência ao avanço total	34
3.1.2	Método de Mercier-Savitsky	36
3.1.3	Método de Lahtiharju	41
3.2	Influência da interação casco-propulsor no desempenho propulsivo	44
3.2.1	Variação da velocidade de avanço do propulsor	45
3.2.2	Variação da resistência ao avanço	51
3.2.3	Efeitos do fluxo oblíquo no propulsor.....	54
3.3	Desempenho do sistema de propulsão	57
3.3.1	Desempenho do propulsor.....	59
	a) Série B (Wageningen).....	60
	b) Série Gawn.....	63
	c) Determinação da potência requerida pelo propulsor (DHP).....	64
3.3.2	Cavitação no propulsor.....	66

a) Profundidade do propulsor.....	72
4 Desenvolvimento do algoritmo	74
4.1 Metodologia de cálculo.....	75
5 Estudos de casos.....	89
5.1 Análise do desempenho propulsivo de uma embarcação planadora (Barco Chefe)89	
5.1.1 Medição do torque e da rotação no eixo propulsor	92
5.1.2 Determinação das curvas de desempenho do propulsor.....	93
5.1.3 Estimativa da resistência ao avanço	97
5.1.4 Análise de resultados.....	102
5.1.5 Análise do desempenho propulsivo.....	108
5.1.6 Otimização do sistema de propulsão	110
5.2 Análise do desempenho propulsivo de uma embarcação de deslocamento de alta velocidade.	123
5.2.1 Avaliação da resistência ao avanço	124
5.2.2 Seleção do sistema propulsivo ótimo	129
5.2.3 Análise do desempenho propulsivo.....	138
6 Conclusões e Recomendações.....	141
6.1 Conclusões.....	141
6.2 Recomendações	143
7 Bibliografia.....	144
Apêndice A: Método de Mercier-Savitsky.....	147
Apêndice B: Série B e Série Gawn.....	148

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1. Tipos de sistemas de propulsão. (a): Sistema convencional com eixo inclinado. (b): Propulsão a jato de água. (c): Propulsão com motor de popa (ou centro-rabeta). (d): Propulsor de perfuração de superfície com eixo fixo [3].	3
Figura 1.2. Tendência de uso dos sistemas de propulsão [4].	4
Figura 1.3. Exemplos de tipos de casco. Esquerda: Casco de DAV. Direita: Casco planador.	6
Figura 3.1. Diagrama de corpo livre no regime de deslocamento.	20
Figura 3.2. Diagrama de corpo livre dos regimes hidrodinâmicos.	23
Figura 3.3. Curva característica da resistência ao avanço em embarcações de alta velocidade.	24
Figura 3.4. Descrição do planeio em uma superfície plana [14].	28
Figura 3.5. Descrição do planeio em uma superfície prismática (casco em V) [14].	30
Figura 3.6. Vista transversal de uma superfície prismática em planeio.	31
Figura 3.7. Diagrama de corpo livre de uma superfície prismática em planeio.	35
Figura 3.8. Diagrama de corpo livre de uma embarcação operando em planeio [14].	36
Figura 3.9. Variação dos Coeficientes de Esteira (Nominal e Efetiva) em relação ao número de Froude volumétrico [13].	48
Figura 3.10. Diferença entre o campo de velocidades com propulsor e sem propulsor [13].	49
Figura 3.11. Variação do coeficiente de esteira em função do coeficiente de bloco.	50
Figura 3.12. Variação do coeficiente de redução de empuxo em relação ao número de Froude volumétrico [13].	52
Figura 3.13. Variação do coeficiente de redução de empuxo em função do coeficiente de bloco.	53
Figura 3.14. Diagrama vetorial do empuxo (T) e da velocidade de avanço do propulsor (Va).	54
Figura 3.15. Efeitos na localização do empuxo devido à velocidade tangencial Vat .	56
Figura 3.16. Pá típica da série B. $BAR = 0,40$ e $z = 4$ [19].	61
Figura 3.17. Curva de desempenho típica da série B para propulsores com $BAR = 0,40$ e $z = 4$ [25].	62
Figura 3.18. Pá típica da série Gawn [44].	63
Figura 3.19. Curvas de desempenho típica da série Gawn para propulsores com $BAR = 0,35$ e $z = 3$ [25].	64
Figura 3.20. Distribuição da pressão e do fluido em uma seção de pá [19].	67

Figura 3.21. Velocidade relativa a uma seção de pá [19].....	68
Figura 3.22. Pressão média no propulsor [19].....	70
Figura 3.23. Diagrama de Burrill [44].....	71
Figura 3.24. Posicionamento do propulsor no regime de deslocamento.....	72
Figura 3.25. Posicionamento do propulsor em altas velocidades.....	73
Figura 4.1. Software LabVIEW.....	74
Figura 4.2. Formato do arquivo processado pelo algoritmo para estimar a resistência.	75
Figura 4.3. Formato do arquivo processado pelo algoritmo para estimar o trim dinâmico.	77
Figura 4.4. Tela de análise da resistência ao avanço. O gráfico e os dados mostrados são apenas um exemplo.....	78
Figura 4.5. Tela de análise do desempenho do propulsor. O gráfico e os dados mostrados são apenas um exemplo.....	81
Figura 4.6. Tela de análise do comportamento da potência e da eficiência total. A tela mostrada é apenas um exemplo.	82
Figura 4.7. Tela de análise da cavitação no propulsor.....	83
Figura 4.8. Fluxograma da metodologia do cálculo implementado em LabVIEW.....	85
Figura 4.9. Curva de carga de propulsor para diferentes valores de BAR.	86
Figura 4.10. Curva de carga de propulsor para diferentes valores do diâmetro.	86
Figura 4.11. Curva de carga de propulsor para diferentes valores de P/D.	87
Figura 4.12. BAR mínimo calculado pelo algoritmo em diferentes velocidades.....	88
Figura 4.13. Curva de carga de propulsor selecionado.....	88
Figura 5.1. Embarcação Barco Chefe.....	90
Figura 5.2. Plano de linhas de forma do Barco Chefe.....	91
Figura 5.3. Instalação de <i>strain gage</i> e sistema de telemetria.	93
Figura 5.4. Software de aquisição de sinais e medição de potência (SMEG).	93
Figura 5.5. <i>Scanner</i> 3D HandyScan.	94
Figura 5.6. Levantamento da geometria do propulsor.....	94
Figura 5.7. Medição de uma seção da pá.....	95
Figura 5.8. Simulação da geometria da pá no software GeoPro.	96
Figura 5.9. Estimativa das curvas de desempenho do propulsor utilizando-se o GeoPro.	96
Figura 5.10. Comportamento da resistência em relação à velocidade, calculada no Barco Chefe: Deslocamento - DAV - Planeio.....	100
Figura 5.11. Gráfica ângulo de trim vs velocidade utilizando-se Savitsky.	101
Figura 5.12. Gráfico da rotação medida e da simulada através do algoritmo.	104

Figura 5.13. Gráfico do torque medido e do simulado através do algoritmo.....	105
Figura 5.14. Gráfico da potência medida e da simulada através do algoritmo.....	105
Figura 5.15. Estimativa do comportamento da potência BHP no Barco Chefe - Tela do algoritmo.....	108
Figura 5.16. Estimativa do comportamento da eficiência propulsiva no Barco Chefe - Tela do algoritmo.....	109
Figura 5.17. Estimativa do risco de cavitação no propulsor original - Tela do algoritmo.....	110
Figura 5.18. Diagrama de carga do motor e do propulsor.....	111
Figura 5.19. Variação da carga do propulsor quando o P/D é alterado.....	113
Figura 5.20. Comportamento da eficiência do propulsor em relação ao P/D.....	113
Figura 5.21. Variação da carga do propulsor quando o diâmetro é alterado.....	114
Figura 5.22. Comportamento da eficiência do propulsor em relação ao diâmetro.....	114
Figura 5.23. Curva de carga do propulsor quando $D=0,52$ m.....	115
Figura 5.24. Níveis de cavitação do propulsor quando $D=0,52$ m.....	116
Figura 5.25. Variação da carga do propulsor quando a razão de áreas (<i>BAR</i>) é alterada.....	117
Figura 5.26. Comportamento da eficiência do propulsor em relação à razão de áreas (<i>BAR</i>).....	117
Figura 5.27. Curva de carga do propulsor na terceira modificação: Troca do propulsor.....	119
Figura 5.28. Níveis de cavitação na terceira modificação: Troca do propulsor.....	120
Figura 5.29. Curva de carga do propulsor na quarta modificação: variação do propulsor e da caixa redutora.....	121
Figura 5.30. Níveis de cavitação na quarta modificação: variação do propulsor e da caixa redutora.....	122
Figura 5.31. Comparação gráfica entre a resistência obtida utilizando-se o algoritmo e dados experimentais: Modelo 1-A.....	125
Figura 5.32. Comparação gráfica entre a resistência obtida utilizando-se o algoritmo e dados experimentais: Modelo 2-A.....	127
Figura 5.33. Comparação gráfica entre a resistência obtida utilizando-se o algoritmo e dados experimentais: Modelo 3-A.....	128
Figura 5.34. Resistência ao avanço da embarcação 2-A.....	130
Figura 5.35. Localização do propulsor na popa da embarcação.....	132
Figura 5.36. Carga requerida pelo propulsor para diferentes valores de P/D (BHP- RPS).....	133
Figura 5.37. Carga requerida pelo propulsor para diferentes valores de <i>BAR</i> (BHP-RPS).....	134
Figura 5.38. Curvas de carga do motor e do propulsor selecionados.....	136

Figura 5.39. Curva de carga do motor e do propulsor com caixa redutora selecionada.....	137
Figura 5.40. Desempenho do propulsor em máxima velocidade.	138
Figura 5.41. Comportamento da potência nos três regimes hidrodinâmicos: Embarcação 2-A.	139
Figura 5.42. Comportamento da eficiência propulsiva BHP nos três regimes hidrodinâmicos: Embarcação 2-A.	140
Figura 5.43. Risco de cavitação no propulsor: Embarcação 2-A.	140

ÍNDICE DE TABELAS

Tabela 3.1. Parâmetros e valores dos coeficientes da Equação (3.32).....	43
Tabela 5.1. Características principais do Barco Chefe.....	90
Tabela 5.2. Dados de entrada estimar a resistência por Savitsky utilizando-se Maxsurf.....	97
Tabela 5.3. Dados de entrada estimar a resistência por Holtrop utilizando-se o algoritmo.....	98
Tabela 5.4. Resistência ao avanço no regime de deslocamento utilizando-se Holtrop (algoritmo).....	98
Tabela 5.5. Resistência ao avanço no regime de deslocamento utilizando-se Savitsky (Maxsurf Resistance).....	99
Tabela 5.6. Ângulo de trim dinâmico calculado utilizando-se Savitsky do Maxsurf Resistance.....	101
Tabela 5.7. Rotação obtida em prova de mar e utilizando-se o algoritmo desenvolvido.....	102
Tabela 5.8. Torque obtido em prova de mar e utilizando-se o algoritmo desenvolvido.....	103
Tabela 5.9. Potência obtida em prova de mar e utilizando-se o algoritmo desenvolvido.....	104
Tabela 5.10. Influência do fluxo oblíquo na estimativa da rotação.....	107
Tabela 5.11. Influência do fluxo oblíquo na estimativa do torque.....	107
Tabela 5.12. Influência do fluxo oblíquo na estimativa da potência.....	107
Tabela 5.13. Resumo das modificações recomendadas para o sistema de propulsão.....	122
Tabela 5.14. Características principais dos modelos analisados [22].....	124
Tabela 5.15. Resistência obtida através do algoritmo e dos dados experimentais: Modelo 1-A.....	125
Tabela 5.16. Resistência obtida através do algoritmo e dos dados experimentais: Modelo 2-A.....	126
Tabela 5.17. Resistência obtida através do algoritmo e dos dados experimentais: Modelo 3-A.....	128
Tabela 5.18. Características principais da embarcação 2-A.....	130
Tabela 5.19. BAR mínimo calculado utilizando-se o algoritmo.....	135
Tabela 5.20. Características do sistema de propulsão selecionado.....	137
Tabela A.1. Coeficientes da equação proposta por Mercier-Savitsky [11].....	147
Tabela B.1. Coeficiente polinomiais da Série B [17].....	148
Tabela B.2. Coeficiente polinomiais da Série Gawn [10].....	149

1 Introdução

O desempenho propulsivo de embarcações é sempre uma preocupação para os armadores, tanto na etapa de projeto como na operação. Uma embarcação que tem um desempenho ineficiente, terá seu custo e sua capacidade operacionais prejudicados.

Um sistema propulsivo de baixa eficiência gera maiores volumes de gases contaminantes (NO_x , CO_2 , etc.), afetando o meio ambiente. Em 2011, foi estabelecido, no convenio MARPOL (Convenção Internacional para a Prevenção da Poluição por Embarcações), medidas técnicas e operacionais na área de eficiência energética para reduzir a poluição. Como resultado dessas medidas, o índice de projeto de eficiência energética (EEDI) e o índice operacional de eficiência energética (EEOI, que é parte do plano de gerenciamento de eficiência energética, SEEMP) foram estabelecidos [1]. Estes índices permitem avaliar se o projeto e a operação da embarcação são eficientes do ponto de vista energético. Um sistema propulsivo ineficiente também produz perdas econômicas devido a um maior consumo de combustível. Portanto, a diminuição do consumo de combustível sempre será procurada pelo armador. Atingindo esse objetivo, o armador conseguirá uma redução dos custos operacionais. Além disso, dos sistemas instalados na embarcação o sistema propulsivo é o que mais impacta os custos operacionais [2].

Outro fator é a capacidade operacional, que, em alguns tipos de embarcações, é a produção do empuxo requerido para um trabalho específico (comumente necessário em embarcações de apoio logístico, como rebocadores). Em outros é a capacidade de transportar carga (barcos graneleiros, petroleiros, gaseiros, etc.) e no caso das embarcações de alta velocidade (ou alto desempenho) é atingir a velocidade de projeto.

Do ponto de vista hidrodinâmico, se, na velocidade máxima de operação (ou velocidade do projeto, V_S), a embarcação atinge um número de Froude ($F_n = V_S / \sqrt{g \cdot L_{wl}}$) maior que 0,40, a embarcação é considerada de *alta velocidade* [3]. Um aumento do F_n indica que as forças de inércia estão conseguindo maior impacto no fluido do que as forças gravitacionais. Por conseguinte, quando a embarcação supera os limites de F_n

mencionados, uma força hidrodinâmica começa a aparecer, que, somada ao empuxo hidrostático da embarcação, suportam o peso dela. Também, existem embarcações de alto desempenho que ao invés de ter uma força hidrodinâmica, geram uma força aerostática para sustentar o peso. Portanto, uma característica da embarcação de alta velocidade é a existência de uma força de sustentação adicional à hidrostática.

As embarcações de alta velocidade podem ser classificadas, segundo a forma na qual são sustentados, como:

- Cascos submersos (monocascos, SWATHs, catamarans, etc.).
- Cascos sustentados por Hidrofólios.
- Cascos sustentados por ar (SES, ACV, WIG, etc.).
- Uma combinação dos mencionados acima.

Dentre os cascos submersos temos os cascos planadores, também chamados embarcações de planeio, e os cascos de deslocamento de alta velocidade (DAV). O fenômeno de planeio nesse tipo de embarcações é devido ao surgimento da força hidrodinâmica quando a embarcação quebra a barreira do deslocamento. Não obstante, antes de operar no regime de planeio, a embarcação atravessa uma transição chamada deslocamento de alta velocidade (DAV), antigamente conhecido como semi-planeio (antes de 2014). A partir do momento no qual o casco de alta velocidade cruza o limite de deslocamento, o seu equilíbrio dinâmico começa a variar, afetando suas condições de navegação (calado, trim, área molhada, etc.). Para identificar o momento no qual estas embarcações começam a planar, o número de Froude (F_n) ou o número de Taylor (Q_t) são utilizados. Nos Fundamentos teóricos, os valores de F_n e de Q_t , nos quais estas embarcações começam a planar, são mencionados.

As variações da condição de navegação, as altas velocidades de fluxo no propulsor e a variação de pressão afetam a eficiência do propulsor, acrescentando, também, o risco de cavitação. No pior dos casos o propulsor pode estar exposto ao fenômeno de emersão. Logo, uma análise especial do sistema propulsivo do casco planador é necessária para melhorar o desempenho propulsivo para que a embarcação atinja a velocidade desejada.

Para que esse tipo de embarcações atinja e opere na velocidade de projeto, surgiram diferentes sistemas de propulsão que lidam com o comportamento hidrodinâmico complexo, ao qual a embarcação está exposta (Figura 1.1). O sistema mais usado é o sistema convencional com eixo inclinado (Figura 1.1-a), para embarcações que operam com velocidades menores que 30 nós (kn) [4]. Na Figura 1.2, é apresentada uma tendência de uso dos sistemas propulsivos para os cascos planadores, do ponto de vista da velocidade e do peso da embarcação.

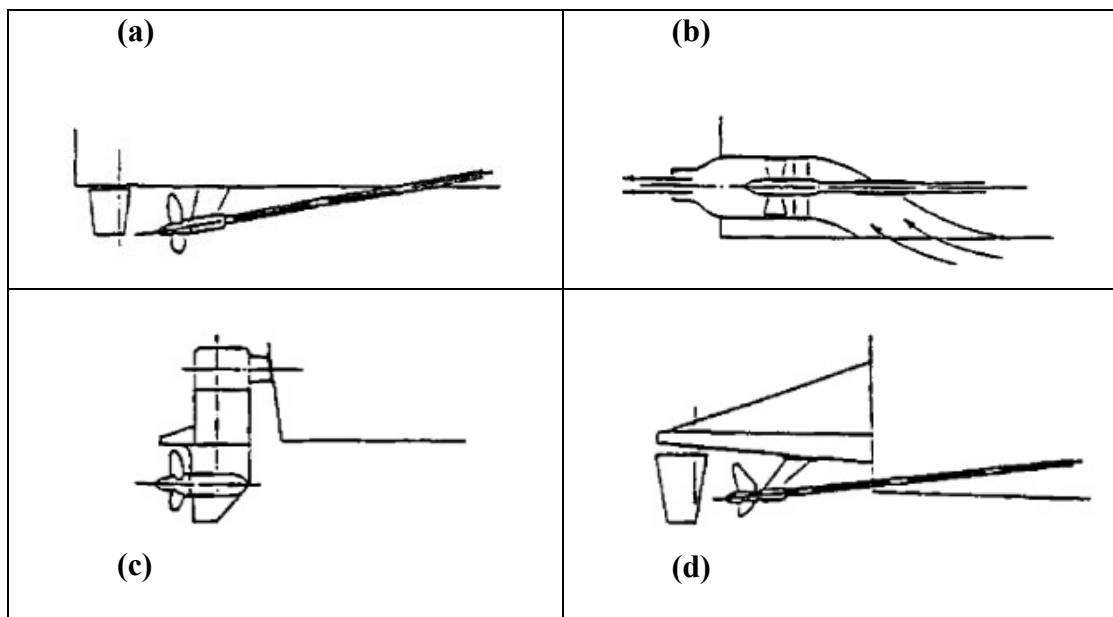


Figura 1.1. Tipos de sistemas de propulsão. (a): Sistema convencional com eixo inclinado. (b): Propulsão a jato de água. (c): Propulsão com motor de popa (ou centro-rabeta). (d): Propulsor de perfuração de superfície com eixo fixo [3].

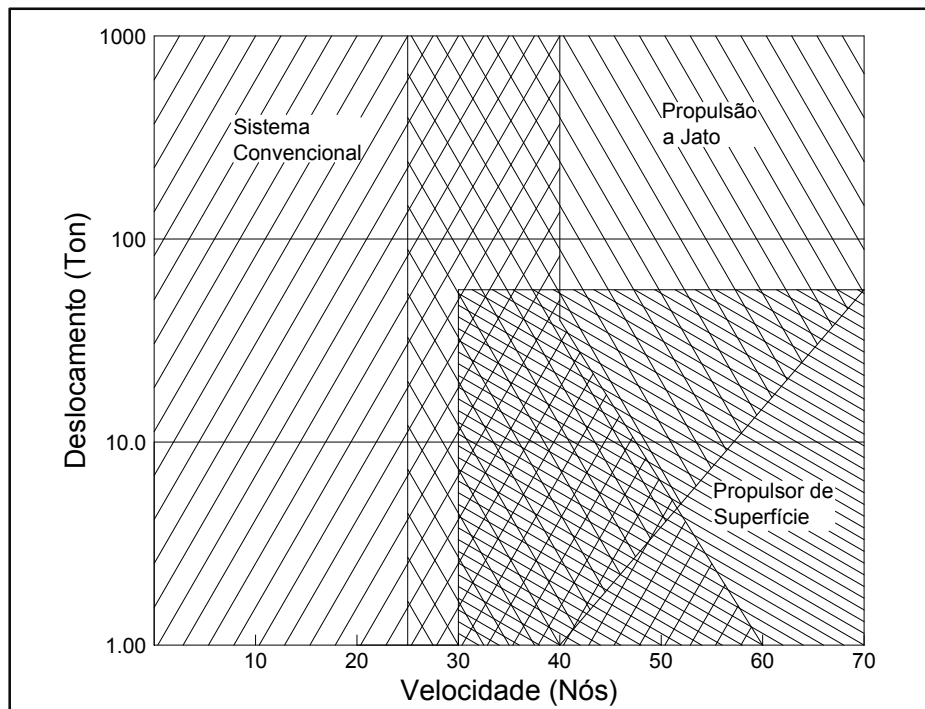


Figura 1.2. Tendência de uso dos sistemas de propulsão [4].

Pelas características hidrodinâmicas e propulsivas dos cascos de alta velocidade, a análise completa do sistema casco-propulsor-motor é de grande importância. Por esse motivo, diversos estudos e tecnologias foram desenvolvidos para otimizar o casco e o sistema propulsivo.

Para aperfeiçoar o casco, surgiram diferentes séries de cascos. Cada série é destinada para uma função específica, mas com o mesmo objetivo de operar em altas velocidades. Junto com as séries de cascos, vários métodos para estimar a resistência ao avanço foram propostos, incluindo testes em tanque de prova, procedimentos analíticos, dados experimentais de séries de cascos e análises de regressão de dados obtidos em testes com modelos.

Semelhante ao casco, várias séries de propulsores foram desenvolvidas, as quais foram evoluindo com o tempo. A motivação do desenvolvimento destas séries é a operação eficiente do propulsor em altas velocidades e em cavitação. Para estimar os parâmetros de cada série de propulsor, modelos matemáticos e gráficos que descrevem o desempenho destas séries foram desenvolvidos.

Uma melhor análise do desempenho propulsivo é obtida com o estudo integrado do sistema casco-propulsor-motor, porque consideram-se os efeitos entre cada componente do sistema. Por esse motivo, várias pesquisas focadas na melhoria da eficiência propulsiva foram realizadas considerando o sistema integrado. Por outro lado, projetar e analisar o sistema propulsivo foi motivo de desenvolvimento de alguns softwares, otimizando a seleção de um sistema propulsivo que permita operar nas condições desejadas. Porém, ainda há uma grande área a ser explorada sobre o desempenho propulsivo de cascos planadores. Adicionalmente, novas metodologias devem ser obtidas para uma melhor análise, e que permitam a determinação com maior precisão da potência requerida.

1.1 Motivação

Os cascos de alta velocidade, pela sua forma, são divididos em cascos prismáticos (casco quinado com *deadrise* constante), cascos com *deadrise* variável (quinados), cascos redondos quinados e cascos redondos sem quina (*round bilge vessels*). Os dois primeiros tipos de casco são característicos de uma embarcação de planeio e os outros de uma embarcação de DAV (ver Figura 1.3). A distribuição da pressão hidrodinâmica que atua sobre a superfície do fundo do casco planador faz com que este tipo de embarcações atinja a condição de planeio plenamente desenvolvido, diferente dos cascos de DAV, que não atingem esta condição devido a suas características geométricas. Por essa razão, há uma diferença no equilíbrio dinâmico entre os dois tipos de cascos, encontrado-se diferentes condições de navegação (trim, calado, etc.) neste tipos de embarcações em diferentes velocidades. Este comportamento dificulta a estimativa experimental da resistência ao avanço, do ângulo de trim e dos coeficientes da interação casco-propulsor, sendo os coeficientes desta interação os mais difíceis de estimar-se experimentalmente.

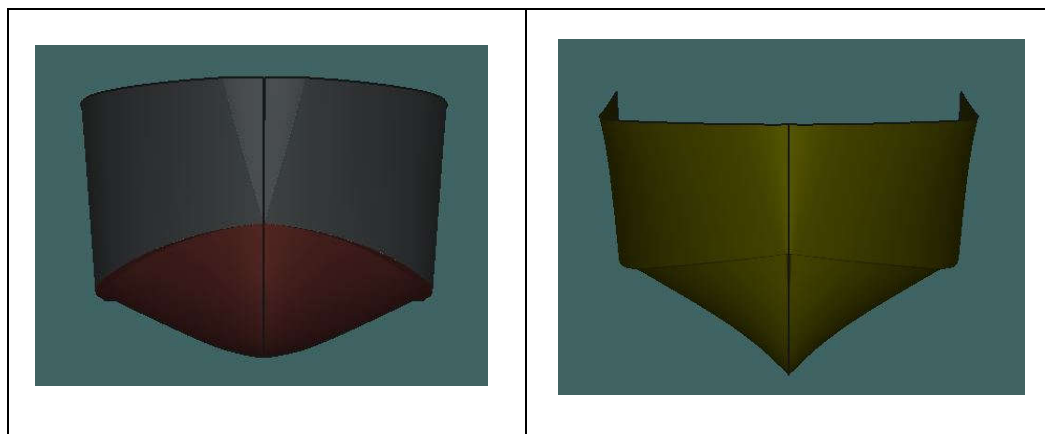


Figura 1.3. Exemplos de tipos de casco. Esquerda: Casco de DAV. Direita: Casco planador.

Por outro lado, a variação do equilíbrio dinâmico produz uma variação no ângulo de trim e no calado, provocando uma variação da profundidade do propulsor. Essa variação afeta a eficiência do propulsor e pode aumentar o risco de cavitação (caso haja uma diminuição de profundidade), causando danos estruturais e também diminuição da eficiência no propulsor. Além disso, a inclinação do eixo somada ao trim faz que o fluxo de água que chega ao propulsor não seja aproveitado eficientemente e que apenas uma parte do empuxo gerado pelo propulsor seja destinada à movimentação da embarcação, provocando uma diminuição da eficiência propulsiva.

Devido às características hidrodinâmicas complexas das embarcações de alta velocidade, várias pesquisas focadas no desempenho hidrodinâmico deste tipo de embarcações foram realizadas. Um dos estudos mais importantes sobre estas embarcações é o realizado por Savitsky (desenvolvido nos fundamentos teóricos), cujo foco de estudo são os cascos planadores. Apesar da antiguidade do método ainda é útil para estimar o equilíbrio dinâmico e resistência ao avanço nos cascos planadores.

Para estimar a resistência dos cascos de DAV em forma prática, diversos métodos estatísticos foram desenvolvidos, alguns destes métodos são expostos nas referências bibliográficas (Capítulo 2). Cada método foi desenvolvido para um ou mais tipos de embarcação. Estes métodos são altamente confiáveis para calcular a resistência em determinados tipo de embarcações.

Além dos métodos mencionados, vários *softwares* que calculam e avaliam a resistência e o equilíbrio dinâmico de embarcações de alta velocidades foram desenvolvidos, conseguindo estimar estes fatores com alta precisão. A maioria destes utilizam métodos estatísticos para calcular a resistência. Entre estes *softwares* temos o Maxsurf Resistance® [5], o SwiftCraft [6], Autopower® [7], Orca3D® [8] e o EqDin que foi desenvolvido na UFRJ [9].

A estimativa do desempenho propulsivo de embarcações de alta velocidade, em outros termos, equivale a determinar a rotação e a potência requerida pelo propulsor, avaliar os níveis de cavitação e a eficiência propulsiva total (ou eficiência propulsiva η_T), vários *softwares* ou algoritmos foram desenvolvidos na área comercial e acadêmica. Alguns destes são expostos no Capítulo 2 (referências bibliográficas).

Um *software* comercial que calcula a resistência em embarcações de deslocamento, de DAV e de planeio é o Maxsurf Resistance® [5]. Este software possui vários métodos para estimar a resistência dependendo do tipo de casco. Não obstante, este software não avalia o sistema de propulsão da embarcação.

O Autopower® [7] permite estimar o potência BHP e as rotações requeridas pelo propulsor. Porém, este apenas utiliza o método de Compton para calcular a resistência em cascos de DAV. Além disso, para avaliar a propulsão, este *software* calcula os coeficientes da interação casco-propulsor utilizando métodos para embarcações de deslocamento, podendo-se gerar erros no cálculo da propulsão. Os níveis de cavitação não são avaliados pelo *software*.

O SwiftCraft [6] possui diferentes métodos para calcular a resistência em embarcações de deslocamento, de DAV e de planeio. Também, possui métodos para estimar os coeficientes da interação casco-propulsor para cada tipo de embarcação. Adicionalmente, este *software* permite escolher entre dois tipos de propulsores (Gawn e Série B), avaliando também os níveis de cavitação destes. Devido a estas características, este software é confiável para estimar o desempenho propulsivo. No entanto, este software não mostra o comportamento da potência BHP e a eficiência propulsiva em relação à velocidade.

1.2 Objetivos

O objetivo principal do presente trabalho é desenvolver um algoritmo que permita estimar a potência BHP, a eficiência propulsiva e os níveis de cavitação em embarcações de planeio e de DAV para baixas e altas velocidades ($Fn \leq 0,40$ e $Fn > 0,40$, respectivamente), utilizando apenas os dados geométricos do casco e do propulsor. Este algoritmo é desenvolvido para embarcações de DAV quinadas e de planeio com dois sistemas de propulsão convencionais.

O algoritmo é desenvolvido utilizando os métodos de Holtrop [10], Mercier-Savitsky [11] e Lahtiharju [12] para estimar a resistência em cascos de DAV e os métodos de Holtrop e de Savitsky são implementados para estimar a resistência nos cascos planadores. Para estimar os coeficientes da interação casco-propulsor no casco de DAV o método de Holtrop é utilizado e, para o casco planador, a partir dos dados publicados por F. De Luca *et al.* ([13]) é determinada uma equação para calcular estes coeficientes.

Este algoritmo permitira escolher entre os propulsores da série Gawn e da série B para avaliar o desempenho do sistema propulsivo (BHP e η_T) e do propulsor (cavitação e eficiência), considerando a variação do ângulo de trim dinâmico.

Adicionalmente, esta ferramenta computacional mostrará a razão de áreas (BAR) mínima, para evitar a cavitação, e a variação da curva de carga (BHP-RPS) do propulsor em relação a razão passo-diâmetro (P/D), o diâmetro e a razão de áreas (BAR), permitindo selecionar o propulsor ótimo. Finalmente, o algoritmo apresenta o gráfico da curva de carga do propulsor selecionado.

O comportamento da potência BHP, da eficiência propulsiva e dos níveis de cavitação, em relação à velocidade, é mostrado em gráficos pelo algoritmo. Isto permite identificar a faixa de velocidades, ou regime hidrodinâmico, na qual a embarcação é mais eficiente ou menos eficiente do ponto de vista propulsivo, e se o propulsor esta trabalhando sem risco de cavitação. Esta análise é importante neste tipo de embarcações devido às particulares características hidrodinâmicas que estas apresentam.

A presente proposta, longe de competir com os programas mais avançados atuais, é apresentar um algoritmo que determine o desempenho propulsivo de embarcações de planeio de DAV. Este trabalho é acadêmico, portanto, muito ainda pode ser melhorado e inovado. Não obstante, outro objetivo deste trabalho é contribuir ao desenvolvimento de ferramentas computacionais focadas neste campo de estudo.

1.3 Estrutura do trabalho

O presente trabalho está organizado em sete capítulos, sendo o primeiro capítulo dedicado à identificação e contextualização da área onde está inserido. Este capítulo também fornece os motivos e os propósitos pelos quais foi elaborado o trabalho. Adicionalmente, uma breve descrição é apresentada.

O segundo capítulo apresenta uma breve revisão bibliográfica que mostra quanto foi avançado na área de desempenho propulsivo de embarcações de alta velocidade até a presente data, identificando-se as pesquisas que podem ser empregadas para produzir maiores avanços na área de pesquisa. Este capítulo também apresenta a evolução dos métodos utilizados para determinar a resistência ao avanço e os softwares ou algoritmos que avaliam o desempenho propulsivo desse tipo de embarcações, para uma maior compreensão das razões de utilização de algumas metodologias de estimativa nesta dissertação.

O terceiro capítulo detalha os fundamentos teóricos da dissertação, mostrando a metodologia empregada para o cômputo do desempenho propulsivo. O capítulo começa pelo método de Savitsky [14], que descreve o comportamento hidrodinâmico dos cascos prismáticos. Na mesma linha, os métodos de Holtrop [10], Mercier-Savitsky [11] e Lahtiharju [12], empregados na estimativa da resistência ao avanço, são desenvolvidos, mostrando suas limitações. Apresenta também a formulação usada para o cálculo dos coeficientes da interação casco-propulsor, que é produto de uma regressão linear realizada com dados de simulação numérica. Ademais, um método para estimar com precisão a potência fornecida ao propulsor é desenvolvido. Os propulsores analisados foram os da série B e da série Gawn, por serem os mais utilizados na indústria.

Finalmente, é mostrado um método para a estimativa de cavitação no propulsor, que considera a variação de profundidade do propulsor nas embarcações de planeio.

O quarto capítulo mostra o desenvolvimento do software, descrevendo o fluxograma principal e os subfluxogramas utilizados para programar e integrar os métodos no *software* LabVIEW.

O quinto capítulo é dedicado à apresentação dos resultados da dissertação, realizando-se a análise de dois casos de estudo. Além disso, as sub-rotinas do programa foram validadas com resultados experimentais e dados da literatura. O primeiro caso é uma embarcação tipo *Pilot Boat* (casco planador), o qual foi realizada uma prova de mar para obter o torque, RPM e a potência na saída do motor em diferentes velocidades, comparando-se os dados obtidos com os resultados fornecidos pelo programa. Neste caso, a otimização do sistema propulsivo é realizada utilizando o algoritmo para um aperfeiçoamento no desempenho propulsivo. No segundo caso, a resistência de três modelos encontrados na literatura é avaliada com o algoritmo desenvolvido comparando-se os resultados com dados experimentais. Neste caso, o sistema propulsivo (propulsor, caixa redutora e motor) mais eficiente é selecionado para um dos modelos em escala real utilizando o algoritmo.

No sexto capítulo, segundo os resultados obtidos, as conclusões e recomendações da dissertação são expostas. Limitações e trabalhos futuros para melhorar o programa são apresentados e recomendados.

2 Estado da arte

2.1 Métodos de estimativa da resistência ao avanço

Antes de realizar uma avaliação do desempenho propulsivo das embarcações de alta velocidade, é importante primeiro compreender e determinar suas características hidrodinâmicas (equilíbrio dinâmico e resistência). No decorrer dos anos surgiram diversas pesquisas focadas em estabelecer um método confiável para estimar as características hidrodinâmicas das embarcações de alta velocidade. Dos diversos métodos encontrados na literatura, os métodos de Mercier-Savitsky e Lahtiharju foram utilizados nesta dissertação, para o cálculo da resistência ao avanço de cascos de DAV em altas velocidades. A preferência pelos métodos mencionados foi consequência da pesquisa bibliográfica realizada que destaca a confiabilidade e a compatibilidade dos métodos empregados. No caso dos cascos planadores, o método de Savitsky é utilizado nesta dissertação, o qual é brevemente descrito na sequência.

O trabalho realizado por D. Savitsky [14], em 1964, sobre as características hidrodinâmicas dos cascos planadores prismáticos, foi base para o desenvolvimento de várias pesquisas e de grande importância na compreensão do fenômeno de planeio. Savitsky estabeleceu um procedimento para calcular a sustentação, resistência ao avanço, e o equilíbrio longitudinal dos cascos prismáticos em função da velocidade, do ângulo de trim, do ângulo de pé de caverna e do peso da embarcação. Para a elaboração do procedimento, Savitsky desenvolveu equações empírico-analíticas, que descrevem o fenômeno de planeio em cascos prismáticos (com ângulo de pé de caverna e boca constantes longitudinalmente), baseadas em resultados de testes experimentais e pesquisas de outros autores. Savitsky induziu as equações para cascos prismáticos como consequência da análise realizada em uma placa plana. No trabalho foi proposto um processo iterativo para a estimativa da resistência ao avanço (R_T) e o ângulo de trim dinâmico (τ), utilizando-se o equilíbrio longitudinal para verificar os resultados obtidos.

Devido à necessidade de se estimar com precisão a R_T , vários testes experimentais, em tanque de provas, com diferentes séries de casco de alto desempenho,

surgiram. Contrário aos testes realizados com embarcações de deslocamento, os testes com embarcações de alto desempenho foram elaborados sem restringir o trim e o movimento vertical. Os dados obtidos serviram para desenvolver métodos estatísticos que facilitam o cálculo da resistência ao avanço em diferentes formas de casco.

Em 1963, P. Clement e D. Blount [15], tomando como referência a série 50, desenvolveram a série 62, realizando provas experimentais para obter e mostrar dados da resistência ao avanço da série em relação ao Fn_{∇} . A série 62 são cascos planadores prismáticos com popa espelho. Para os testes experimentais, Clement e Blount construíram cinco modelos, variando a razão comprimento-boca. Além disso, cada modelo foi testado com diferentes peso (Δ) e posição longitudinal do centro de gravidade (LCG). Adicionalmente, apresentaram os valores medidos de comprimento molhado, superfície molhada e variação do centro de gravidade. Os resultados são apresentados em tabelas e gráficos para uma compreensão mais adequada.

Em 1976, D. Savitsky e P. Brown [16], publicaram os resultados da análise de regressão por mínimos quadrados, realizada com os dados adquiridos nos testes de desempenho (em águas calmas) de embarcações de alta velocidade. Como produto deste estudo, uma equação que facilita a estimativa da razão resistência total-deslocamento (R_T/Δ) foi proposta. A equação descreve a razão R_T/Δ em função dos dados geométricos da embarcação e de coeficientes que são fornecidos em [16]. A análise foi realizada com dados de sete séries de cascos de alta velocidade com popa espelho, utilizando-se um total de 118 modelos de casco. Dentre as sete séries analisadas, a série 62 foi a única que contemplou cascos prismáticos. O método proposto, também chamado método de Mercier-Savitsky, apresentou bons resultados, com erros menores que 10% para 90% dos casos avaliados. Porém, sua aplicação é restrita para uma faixa de Fn_{∇} de 1,0 a 2,0.

No mesmo ano, com o objetivo de acrescentar cascos usados pela indústria, D. Bailey [17] desenvolveu a série NPL, que são cascos redondos com popa espelho de alta velocidade. Uma limitação da série é o coeficiente de bloco (C_B), que é constante em todos os modelos analisados. Por outro lado, foi projetado para uma grande faixa de Fn_{∇} (de 0,6 até 3,2). Adicionalmente, Bailey publicou os resultados obtidos nos testes,

de resistência e propulsão, com os modelos da série. Não obstante, informações do desempenho da série em condições reais (com ondas) são insuficientes.

Apesar dos vários protótipos de embarcações encontradas na indústria, a marinha americana começou, em 1977, o desenvolvimento de um novo modelo de embarcação que atingisse os requerimentos da instituição, conhecido como *Yard Patrol Craft* (YP). Em 1986, R. Compton [18] publicou o estudo, das características hidrodinâmicas, realizado com 54 modelos da série YP (27 de casco prismático e 27 de casco redondo), sendo o deslocamento e o LCG a diferença entre cada modelo. Na publicação encontra-se um método para calcular a resistência de embarcações nos regimes de deslocamento e deslocamento de alta velocidade, tomando a boca (B), o comprimento entre perpendiculares (L_{PP}), o LCG e o Δ como variáveis independentes. O método fornece uma equação polinomial para estimar o coeficiente residual (C_R), que somado ao coeficiente de atrito (C_F), permite calcular a resistência total. Para o cálculo do C_F , Compton recomendou utilizar o procedimento estabelecido pela *ITTC 57* [19]. O método foi avaliado com um modelo de um casco real da série YP, comparando os resultados com cinco métodos de estimativa. Os resultados determinaram que o método de Compton é aplicável para uma faixa de Fn de 0,1 a 0,6.

Em 1991, E. Lahtiharju *et al.* [12] apresentaram um método para estimar a resistência em embarcações de alto desempenho. Diferente dos métodos anteriores, Lahtiharju *et al.* forneceram um modelo matemático para cascos de DAV redondos (*round bilge vessels*) e outro para cascos de DAV quinados. As duas equações foram obtidas de uma análise de regressão efetuada com a dados da resistência determinada nos testes experimentais com 65 e 13 modelos de cascos de DAV redondos e quinados, respectivamente. Nestas equações, a resistência está em função dos parâmetros geométricos que mais a afetaram, segundo as avaliações realizadas pelos autores. Para o projeto e a construção dos modelos foi tomada como base a série NPL. O método foi avaliado com diferentes modelos aleatórios de cascos quinados e redondos (incluindo modelos da série NPL). A validação demonstrou que o método proposto é mais preciso que os outros métodos na sua faixa de aplicação, tendo erros médios de 5% e 3% para cascos quinados e redondos, respectivamente. Também foi demonstrado que o método é aplicável a uma faixa de Fn_{∇} de 1,8 a 3,3. Para Fn_{∇} menor que 1,80, Lahtiharju *et al.*

recomendaram utilizar o método de Mercier-Savitsky devido à precisão do método nessa faixa.

Com o objetivo de avaliar e determinar os métodos mais adequados para estimar a resistência em embarcações de deslocamento de alta velocidade, em 1995, M. de Vos *et al.* [20] avaliaram os métodos de Lahtiharju, Almeter, Radojic e Keuning em três modelos de casco de DAV quinado com popa espelho, comparando os resultados com os obtidos nos ensaios de tanque de prova. A fim de realizar uma avaliação precisa e imparcial, os modelos utilizados são de séries de casco aleatórias, além disso, os parâmetros geométricos foram diferentes para cada modelo. Foi corroborado que os dados experimentais e os métodos de Lahtiharju e Radojic possuem uma tendência equivalente. Não obstante, o método de Lahtiharju, em sua faixa de aplicação, mostrou uma precisão mais confiável que os outros métodos.

Na mesma linha, em 2012, N. Varda *et al.* [21] realizaram testes experimentais com seis modelos da série *Sklad* (casco de DAV com popa espelho), sendo quatro de casco redondo e dois de casco quinado. Os resultados de cada modelo foram comparados com a resistência estimada pelos métodos de Mercier-Savitsky e Lahtiharju, validando os métodos mencionados. No estudo foi indicado que os dois métodos tem uma excelente correlação com os dados reais. Entretanto, os dois métodos apresentaram valores de resistência subestimados em relação aos dados reais, sendo que o método de Mercier-Savitsky mostrou um maior desvio padrão. Foi recomendado utilizar o método de Lahtiharju para uma faixa de F_n de 1,80 a 3,30, e o método de Mercier-Savitsky quando a faixa é de 1,0 a 1,8.

Embora a pesquisa bibliográfica demonstre que os métodos de Mercier-Savitsky e Lahtiharju são confiáveis em suas faixas de aplicação, é recomendável que sejam avaliados com outros tipos de casco para ter-se um melhor conhecimento da correlação e do desvio padrão dos métodos.

2.2 Desempenho propulsivo

Similar ao casco, diversas séries de propulsores foram elaboradas. Porém, para a elaboração desta dissertação, e implementação no algoritmo, as séries Gawn e B (Wageningen) foram selecionadas, uma vez que estas são comumente utilizadas na indústria ([22], [23]). A série B foi desenvolvida por M. Bernitsas *et al.* [24] em 1981. Nesse artigo foram publicadas as curvas de desempenho dos propulsores da série, sendo cada curva definida pelas características geométricas do propulsor. Não obstante, na dissertação foram utilizados os polinômios característicos da série, propostos pelos autores, em virtude da acessível implementação dos polinômios. Por outro lado, a série Gawn foi desenvolvida em 1953 por R. Gawn [25] que publicou os resultados dos testes realizados com 37 propulsores da sua série, obtendo dados para uma ampla faixa da razão passo-diâmetro (P/D). Analogamente à série B, cada propulsor é caracterizado por uma curva de desempenho única, possuindo cada curva seus próprios parâmetros geométricos. Blount e Hubble, Radojic, Khoushan, Kozhukharov propuseram seus próprios polinômios para representar matematicamente as curvas da série Gawn. S. Radojic e M. Kalajdzic [26], em 2009, avaliaram os quatro modelos matemáticos e determinaram que, para uma operação sem cavitação, o polinômio estabelecido por D. Blount e E. Hubble [27], em 1981, é o mais confiável para uma faixa específica de aplicação. Adicionalmente, segundo A. Molland *et al.* [22], é recomendável empregar a série Gawn em embarcações pequenas, de alta velocidade, patrulhas e ferries porque seu desenho reduz o risco de cavitação.

O comportamento hidrodinâmico complexo e a operação em condições variáveis de navegação das embarcações de alta velocidade fomentaram o desenvolvimento de pesquisas focadas na influência desses fatores no desempenho da propulsão.

Um trabalho importante e precursor sobre a análise do desempenho propulsivo de embarcações de planeio foi o desenvolvido por J. Hadler [28], em 1966, quem propôs um método para estimar a potência no eixo e os coeficientes de propulsão (esteira e redução de empuxo) em cascos prismáticos propulsados por propulsores não cavitantes instalados em eixos inclinados. A metodologia proposta é baseada no equilíbrio das forças hidrodinâmicas e propulsivas. O método foi avaliado com dois

cascos prismáticos, um com fundo plano (ângulo de pé caverna nulo, $\beta = 0^\circ$) e outro com $\beta = 9^\circ$, comparando os resultados com testes experimentais. Embora, o método tenha fornecido resultados coerentes, é apenas aplicável para ângulos de pé de caverna baixos e constantes ao longo do casco. Na prova experimental, um aumento da potência, quando o ângulo de inclinação do eixo aumenta, foi observado. Adicionalmente, variações nos coeficientes propulsivos em relação à inclinação do eixo foram verificadas.

Continuando com a análise da influência do eixo inclinado na propulsão, em 1974, J. Peck e D. Moore [29] analisaram experimentalmente as características dos propulsores quando estes estão sujeitos à inclinação do eixo e cavitação em altas velocidades. Nesse experimento foram utilizados quatro propulsores não cavitantes com diferentes P/D, avaliando-os em diferentes números de cavitação, coeficientes de carga e ângulos de inclinação. O estudo mostrou que o eixo é afetado por forças de sustentação e flexão devido à inclinação do eixo. Além disso, o aumento da cavitação quando a inclinação do eixo aumenta foi observado. Portanto, a eficiência e as forças (empuxo e torque) do propulsor são afetadas significativamente pela inclinação do eixo.

Em 1981, O. Rutgersson [30] avaliou os efeitos da cavitação, da interação casco-propulsor, da inclinação do eixo e da interação entre propulsores (quando embarcação tenha de dois a mais propulsores) no desempenho do propulsor, mediante uma análise analítico-experimental. Ao longo do estudo foi verificado que o risco de erosão do propulsor aumenta devido às altas pressões e à influência do casco em altas velocidades. Adicionalmente, o estudo demonstra que a esteira e a pressão estática dependem da inclinação do eixo e da velocidade da embarcação. A análise foi realizada com seis propulsores supercavitantes, que foram analisados na popa de um casco de deslocamento em altas velocidades.

D. Radojic [31], em 1991, elaborou uma programa computacional para calcular o desempenho hidrodinâmico de embarcações de planeio. O programa é baseado em um modelo matemático resultante da análise de interação entre a resistência e as forças de propulsão da embarcação. O modelo matemático foi submetido a uma técnica de otimização não linear, permitindo à ferramenta fornecer os parâmetros ótimos do casco

e do propulsor. Não obstante, o programa foi elaborado apenas para o regime de planeio.

Devido à influência do trim e da inclinação do eixo no desempenho propulsivo de embarcações de planeio, surgiram os flaps instalados em popa, conseguindo que a embarcação opere em seu ângulo de trim ótimo. Em 1992, N. Jensen e R. Latorre [32] analisaram os efeitos dos flaps sobre o desempenho das embarcações. Para o estudo desenvolveram um programa computacional, onde foi utilizado o método de Savitsky [14] e a formulação que descreve o efeito dos flaps sobre o desempenho dos cascos de planeio (Savitsky e Brown [16]). A metodologia foi avaliada com duas embarcações de alta velocidade, mostrando que, para uma velocidade específica, a potência requerida será mínima para um ângulo de trim e um ângulo de flap determinados. Se estes valores variam, terá um aumento de potência.

O procedimento de cálculo para estimar o desempenho hidrodinâmico e propulsivo pode ser dificultoso, por isso, é importante o desenvolvimento de ferramentas computacionais. Em 1994, J. Bate [33] desenvolveu uma ferramenta computacional que estima o desempenho das embarcações de alta velocidade através de métodos empíricos, empregando também o método de Savitsky [14]. A metodologia estabelecida considerou flaps, apêndices e condições ambientais irregulares, estimando o desempenho hidrodinâmico com alta precisão. Embora o programa tenha calculado eficientemente o desempenho hidrodinâmico, o cálculo do desempenho propulsivo não forneceu bons resultados. Bate não considerou os efeitos da interação casco-propulsor, da cavitação e nem do propulsor para estimar a potência no eixo, considerando apenas um coeficiente total de propulsão constante ($P_E/P_S = constante$), gerando erros consideráveis no cálculo do desempenho propulsivo.

Outro procedimento computacional foi o desenvolvido por R. Moody [34] em 1996 . O programa teve como objetivo prever a potência requerida pela embarcação na fase preliminar de projeto. A metodologia efetuada foi resultado da avaliação e da comparação dos diversos métodos que estimam os fatores da propulsão, selecionando o método de Holtrop para o cálculo da resistência e dos coeficientes propulsivos, e a série B para estimar as características do propulsor. Adicionalmente, para uma alta precisão na estimativa da potência, o programa compreende fatores como a resistência por

apêndices, *fouling* (incrustações no casco), rugosidade no casco e condições ambientais. As desvantagens do programa foram: empregar um único método de cálculo de potência para qualquer tipo de embarcação, e não considerar a variação do trim, a inclinação do eixo e o efeito da cavitação para embarcações de alta velocidade, gerando resultados inconsistentes nesse tipo de embarcações.

Em 1997, D. Blount e R. Bartee [4] propuseram um método para selecionar otimamente o sistema propulsivo em embarcações de alta velocidade, fornecendo também requerimentos para selecionar um propulsor com baixo risco de erosão. No estudo, analisaram o comportamento da potência e das rotações do motor (BHP e RPM respectivamente), observando que, no regime de deslocamento de alta velocidade, o propulsor tem uma demanda (potência e RPM) maior que operando na velocidade máxima. Por esse motivo, recomendaram uma análise completa de BHP e RPM, contrastando a curva de potência do motor e do propulsor para verificar se o sistema satisfaz os requerimentos de operação.

Um software que avalia detalhadamente todos os efeitos na propulsão e fornece o comportamento da potência e as rotações do motor é o *SwiftCraft*, que foi desenvolvido por D. Macpherson em 2004 [6], considerando a velocidade como função da resistência e do empuxo do propulsor. Diferentemente dos outros programas computacionais, o software permite ao usuário escolher o método mais adequado para um caso de estudo específico, possibilitando uma análise e uma estimativa do desempenho propulsivo mais confiável em qualquer tipo de embarcação. Uma recomendação importante do autor foi selecionar cuidadosamente os métodos, para estimar a resistência e a propulsão, em cada caso.

As embarcações estão expostas a variações de suas condições de navegação, seja por causa do desempenho hidrodinâmico ou pelas condições de carga, portanto, pesquisas focadas em avaliar os efeitos dessas variações no desempenho propulsivo foram desenvolvidas. Em 2012, Y. Ichinose *et al.* [35] avaliaram o efeito da variação do calado no desempenho propulsivo de um barco graneleiro e o decaimento da velocidade quando a embarcação opera em climas adversos. A variação do calado foi causada pelas condições de carga e lastro da embarcação. O método proposto pelos autores foi baseado em uma análise analítico-experimental. Ichinose *et al.* determinaram que uma

variação considerável no calado pode gerar perdas de até 25% e significativas perdas de velocidade. Embora o estudo tenha sido realizado em uma embarcação de deslocamento, as embarcações de alta velocidade também estão sujeitos a frequentes variações de calado.

Outra condição de navegação a ser levada em conta é a operação do propulsor em fluxo oblíquo. Em 2013, G. Dubbioso *et al.* [36] analisaram o desempenho do propulsor operando em fluxo oblíquo, efeito que pode ser produzido pelas manobras realizadas na embarcação. Os autores propuseram um cálculo por análise numérica baseado nas equações de Navier-Stokes, validando o procedimento com dados experimentais obtidos em testes de águas abertas. No estudo foi observado que a eficiência (η_o) e os coeficientes de carga (K_T e K_Q) do propulsor decrescem com o aumento do ângulo de incidência do fluxo no propulsor.

Em 2016, B. Taskar *et al.* [37] examinaram a influência das ondas no desempenho do sistema de propulsão. Na análise, o comportamento propulsivo foi avaliado em diferentes condições de onda, utilizando apenas ondas regulares. O estudo demonstrou que as ondas afetam consideravelmente a esteira, gerando oscilações na carga do propulsor. Alterações significativas na eficiência propulsiva e na velocidade na embarcação devido às ondas, foram verificadas.

Superar as adversidades que afetam o desempenho propulsivo de embarcações de alta velocidade, para atingir a velocidade desejada, motivou o desenvolvimento de técnicas de otimização para selecionar o propulsor adequado. Em outros termos, selecionar o propulsor que tenha eficiência máxima e cavitação mínima. Em 2017, S. Gaggero *et al.* [38] elaboraram um programa de otimização numérica, fundamentado na combinação do método de elementos de contorno (BEM) com a análise RANSE (ou RANS), que define o propulsor ideal (cavitação mínima e eficiência máxima) para uma condição específica de operação da embarcação. O procedimento foi avaliado e validado com dados obtidos em túnel de cavitação e prova de mar.

3 Fundamentos teóricos

No capítulo 1 foi explicitado o interesse pela avaliação e análise do desempenho propulsivo das embarcações de alta velocidade, sendo também o objetivo principal da dissertação. Para facilitar a avaliação do desempenho propulsivo, um software foi desenvolvido. O software integra os métodos de cálculo dos diversos fatores que influenciam no sistema propulsivo. Esses métodos e os conceitos que os respaldam serão desenvolvidos no presente capítulo.

3.1 Desempenho hidrodinâmico das embarcações de alta velocidade

Em contraste às embarcações de deslocamento, as embarcações de alta velocidade são projetados para operar em velocidades mais elevadas. Com o intuito de atingir altas velocidades, este tipo de embarcações devem vencer as limitações hidrodinâmicas que surgem no caminho, principalmente aquela encontrada na transição do regime de deslocamento ao planeio.

No regime de deslocamento, do ponto de vista longitudinal do casco, o equilíbrio da embarcação é representado pelas forças de empuxo de hidrostático (E), resistência ao avanço (R_T), peso da embarcação (W) e empuxo do propulsor (T). A Figura 3.1 mostra que as únicas forças na direção vertical são o E e o W , mas, com sentidos contrários para manter o equilíbrio ($W = E$).

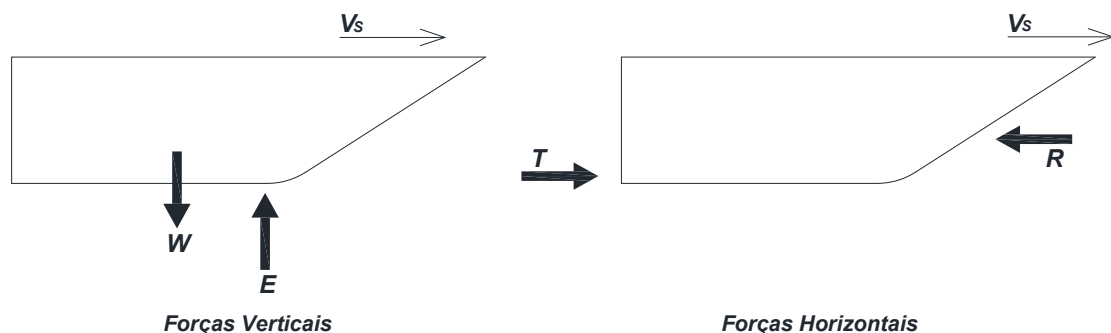


Figura 3.1. Diagrama de corpo livre no regime de deslocamento.

Porém, nas velocidades próximas ao limite superior do deslocamento, começa a aparecer uma força adicional de origem hidrodinâmica. A mencionada força é insignificante em proporção ao E e o W nessa faixa de operação.

Quando a embarcação atravessa a barreira do deslocamento, por ação das maiores velocidades atingidas, a pressão hidrodinâmica que atua no fundo do casco começa a ser significativa, gerando uma força hidrodinâmica normal à superfície (no fundo) do casco (N). Esta força é diretamente proporcional ao quadrado da velocidade da embarcação [14]. Por conseguinte, no regime de deslocamento de alta velocidade, o peso do casco não é apenas sustentado pelo empuxo hidrostático, a componente vertical da força N (N_V) também o sustentará. Na faixa de planeio, o empuxo hidrostático começa a desaparecer, portanto, a força N_V será praticamente a única responsável pela sustentação da embarcação.

Por outro lado, devido ao deslocamento do centro de pressão onde atua a força hidrodinâmica, o equilíbrio dinâmico varia em relação à velocidade, gerando variações de trim e calado ao longo do desempenho do casco. Inicialmente, o ângulo de trim dinâmico (τ) começa a aumentar quando o casco começa a planar, no entanto, este pode diminuir ou aumentar quando a embarcação atinge maiores velocidades devido ao deslocamento do centro de pressão ao longo do fundo do casco.

Por sua vez, apesar de diminuir o calado médio, por efeito da sustentação hidrodinâmica, o calado na popa (T_{pp}) aumenta quando o τ incrementa e vice-versa. Se o casco atinge a condição do planeio plenamente desenvolvido, caracterizado por ter (o casco) a popa e os costados secos, o T_{pp} diminuirá consideravelmente por causa do domínio da sustentação hidrodinâmica (N). É importante levar em consideração o T_{pp} devido à sua influência no desempenho do propulsor.

Pelo exposto, uma dependência das características hidrodinâmicas em relação à velocidade é observada. Então, um modo prático de identificar os três regimes hidrodinâmicos (deslocamento, deslocamento de alta velocidade e planeio) é através do número de Froude (Fn). Segundo O. Faltinsen [3], a embarcação é considerada de alta

velocidade quando $Fn > 0,40$, a partir desse valor o casco começa a planar. H. Ribeiro [39] considera que um casco atinge a condição de planeio plenamente desenvolvido em $Fn > 0,89$, porque, a partir dessa velocidade a interferência das ondas sempre será destrutiva, diminuindo a parcela devido à formação de ondas. Portanto, os limites dos três regimes são:

- Deslocamento: $Fn < 0,40$.
- Deslocamento de alta velocidade (DAV): $0,40 \leq Fn < 0,89$.
- Planeio: $Fn \geq 0,89$.

Outro número adimensional utilizado para definir estes três regimes hidrodinâmicos é o coeficiente de Taylor, que é representado por $Q_t = V_S / \sqrt{L_{wl}}$, onde, a unidade da velocidade é nós (kn ou kt) e do comprimento é pés (ft). Este coeficiente também pode ser calculado utilizando-se o Fn através da expressão: $Q_t = 3,355 \cdot Fn$. O coeficiente de Taylor divide os três regimes em:

- Deslocamento: $Q_t < 1,34$.
- Deslocamento de alta velocidade (DAV): $1,34 \leq Q_t < 3,00$.
- Planeio: $Q_t \geq 3,00$.

Idealmente, a embarcação deveria atingir o planeio plenamente desenvolvido para números de Froude superiores a 0,89. Não obstante, não todas as embarcações atingiram esta condição com $Fn \geq 0,89$ [39]. Como foi mencionado a condição de planeio plenamente desenvolvido é caracterizada por apresentar a popa e os costados secos. Esta condição é atingida dependendo da geometria do casco. Os cascos planadores estão projetados para atingir esta condição com maior facilidade que os cascos DAV. No entanto, uma embarcação planadora pode atingir um Fn superior a 0,89 e não planar plenamente por causa das suas características geométricas, sendo a razão comprimento-boca, ângulo de pé de caverna, relação peso-tamanho e o centro de gravidade longitudinal (LCG) os mais influentes [39].

De modo genérico, uma descrição gráfica dos regimes hidrodinâmicos é mostrada na Figura 3.2, onde, a presença da força hidrodinâmica (N), em DAV e planeio, tem maior impacto no equilíbrio dinâmico. Além disso, a influência do empuxo hidrostático na sustentação é mínima em relação à força hidrodinâmica quando

o casco está no regime de planeio. Na Figura 3.2, N_H e N_V são decorrentes da decomposição trigonométrica de N .

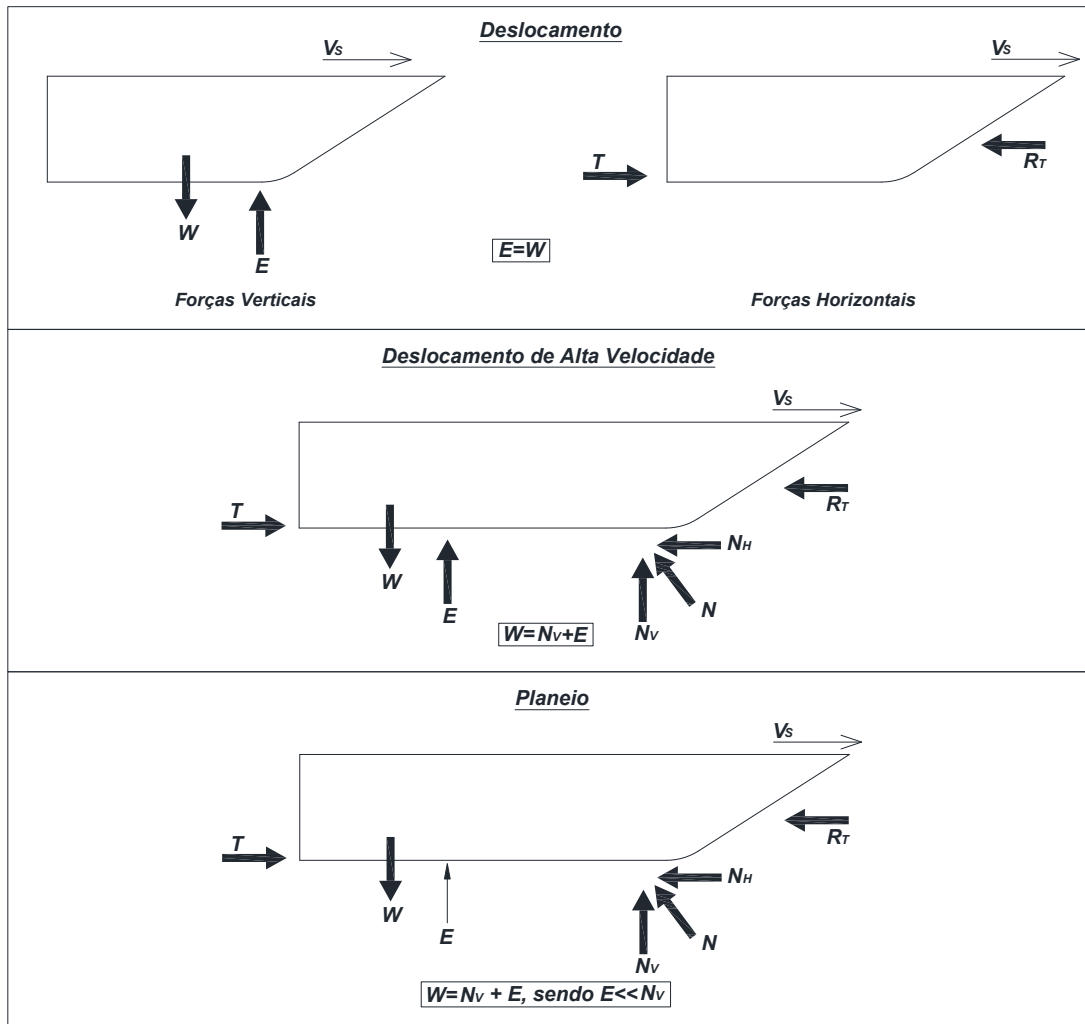


Figura 3.2. Diagrama de corpo livre dos regimes hidrodinâmicos.

O desempenho hidrodinâmico complexo dos cascos planadores, além de afetar o equilíbrio dinâmico, afeta o comportamento da resistência ao avanço. Nas embarcações de deslocamento, a resistência é proporcional ao quadrado da velocidade. Em contrapartida, nas embarcações de alta velocidade, a resistência tem um comportamento particular em cada regime (Figura 3.3).

Na Figura 3.3, as curvas de resistência características dos cascos DAV e dos cascos planadores são apresentadas, mostrando-se o comportamento de cada caso nos três regimes.

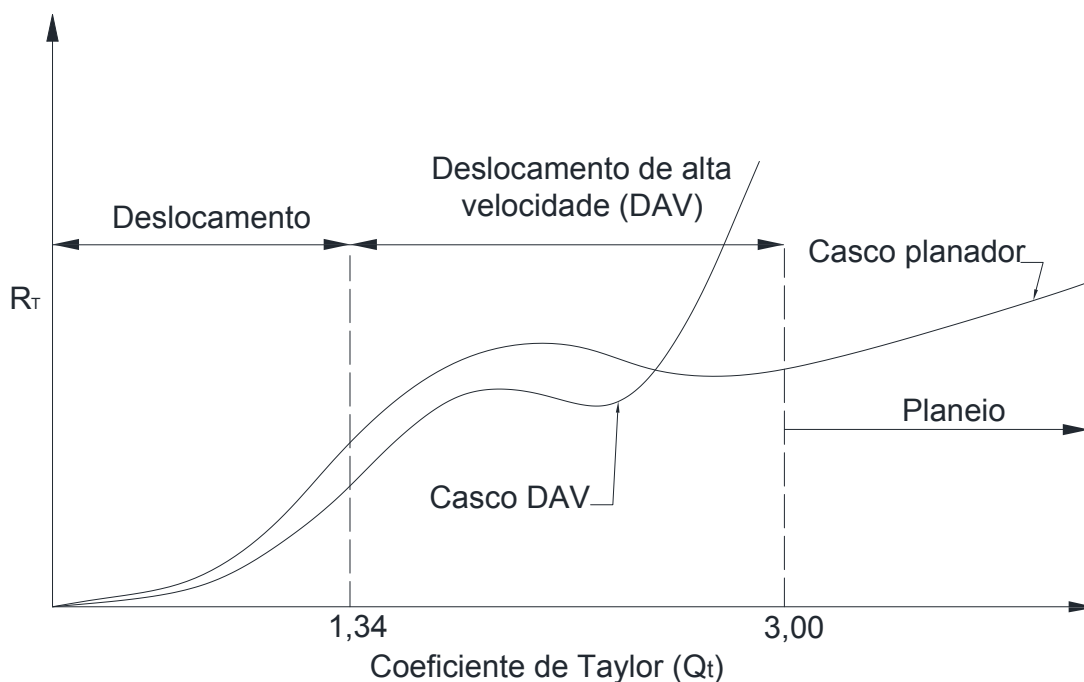


Figura 3.3. Curva característica da resistência ao avanço em embarcações de alta velocidade.

Nos dois tipos de casco, a curva de resistência apresenta uma inflexão no regime DAV, especificamente quando o casco começa a planar. Porém, conforme o coeficiente de Taylor seja maior a diferença entre as curvas de resistência é notória, sendo o casco planador quem apresenta menores valores de resistência em altas velocidades em relação ao casco DAV.

Estas características da resistência ao avanço total em embarcações de alta velocidade são consequências das variações na resistência por formação de ondas (R_w) e a resistência por fricção (R_f). Segundo H. Ribeiro [39], no regime de deslocamento, a R_f é a parcela que predomina na resistência total até $Fn \leq 0,23$ devido ao domínio da camada limite em baixas velocidades. No entanto, a parcela da resistência por formação de ondas obtém maior influência na resistência total conforme o casco atinja maiores velocidades. Em $Fn > 0,23$, as interferências construtivas e destrutivas das ondas,

geradas em popa e proa da embarcação, produzem máximos e mínimos na curva de resistência. Estes máximos e mínimos gerados intensificam-se quando a embarcação atinge altos Fn , aumentando-se a R_W devido à maior energia dissipada. A resistência por formação de ondas alcança seu valor máximo quando $Fn = 0,40$ ($Q_t = 1,34$) aproximadamente [39]. Segundo a referencia [40], a R_F e a R_W representam entre 70% a 90% e de 8% a 25% da resistência total, respectivamente, no regime de deslocamento.

Em maiores velocidade ($Fn > 0,40$), a dificuldade gerada pela formação de ondas torna-se mais intensa. Por outro lado, no começo do planeio, o ângulo de trim aumenta devido à elevação do corpo de entrada, causada pela força de sustentação que atua na proa. Em consequência, a superfície molhada aumenta por causa do afundamento progressivo gerado pelo aumento de trim, incrementando-se também a resistência friccional e de pressão viscosa [39].

Dependendo da forma do casco estes efeitos podem ser diminuídos. Um casco com popa espelho permite superar estes efeitos. A geometria do casco planador permite superar esta dificuldade devido às linhas de alto reta que possuem [39].

A equação de dispersão da onda transversal ao longo do curso da embarcação [3], Equação (3.1), mostra que o comprimento da onda aumenta quando a embarcação atinge maiores velocidades, verificando-se o incremento da resistência por formação de ondas em $Fn > 0,23$, conforme mencionado anteriormente.

$$Fn^2 = \frac{L_{wl}}{2 \cdot \pi \cdot L_S} \quad (3.1)$$

onde,

- L_{wl} é o comprimento da linha de água da embarcação; e
- L_S é o comprimento da onda gerada

Não obstante, quanto mais elevado for o Fn , a razão L_w/L_S aumenta, atingindo valores maiores a 1,00. Isto causa que as interferências, entre as ondas geradas na proa e na popa, sejam sempre destrutivas em altas velocidades. Segundo a referência [39] este fenômeno acontece para $Fn \geq 0,89$ ($Q_t \geq 3,00$, regime de planeio). Além disso, no regime de planeio, a superfície de contato do casco com a água decresce. Portanto, a

tendência da resistência por formação de ondas praticamente desaparece quando a embarcação opera no regime de planeio [39].

Também, no regime de planeio, a diminuição da superfície molhada e do coeficiente de fricção C_F ocasionam uma ligeira redução da R_F . Não obstante, neste regime, é gerado um *spray* nos lados do casco, aumentando a R_F . Portanto, o incremento da R_F , somado à diminuição da R_W , faz com que a R_F torne a ser a parcela dominante na resistência total, no regime de planeio.

Devido ao desempenho hidrodinâmico complexo dos cascos de alta velocidade, é importante escolher os métodos adequados de estimação de resistência que representem realmente seu comportamento na faixa total de velocidades, e não apenas na velocidade de projeto. Além disso, é mais importante que os métodos mostrem, com maior precisão a tendência da resistência entre o deslocamento e o planeio, porque é a zona onde aumenta a demanda do propulsor.

Nas próximas seções, os métodos de Mercier-Savitsky e Lahtiharju, que estimam a resistência em embarcações de DAV são desenvolvidos, focando-se nos cascos de DAV quinados com popa espelho. Conforme ao mencionado na seção 2.1, cada método é aplicável para uma faixa de número de Froude de deslocamento (Fn_{∇}), onde o método de Mercier-Savitsky é utilizado para calcular a resistência em $1,00 \leq Fn_{\nabla} \leq 1,80$, e o método de Lahtiharju em $1,80 \leq Fn_{\nabla} \leq 3,30$. O Fn_{∇} , utilizado por estes métodos, é definido como:

$$Fn_{\nabla} = \frac{V_S}{\sqrt{g \cdot \nabla^{1/3}}} = Fn \cdot \sqrt{\frac{L_{wl}}{\nabla^{1/3}}} \quad (3.2)$$

onde,

- ∇ é o volume deslocado pela embarcação em $V_S = 0$,
- V_S é a velocidade da embarcação, e
- g é a gravidade

Da Equação (3.2), note-se que resulta difícil dividir os três regimes hidrodinâmicos utilizando o Fn_{∇} como parâmetro geral para todos os cascos,

dependendo da razão $L_{wl}/\nabla^{1/3}$ de cada casco. Em vista disso, cada embarcação começará a planar a um Fn_{∇} em específico.

Adicionalmente, o método de Savitsky é desenvolvido para estimar a resistência no regimes de DAV e planeio em embarcações planadoras (casco quinado e popa espelho). Este método permite compreender a relação entre a resistência e os parâmetros que a influenciam.

Para estimar a resistência no regime de deslocamento foi empregado o método de Holtrop. Apesar deste método ter sido desenvolvido para cascos de deslocamento, ele fornece resultados coerentes em cascos de alta velocidade dentro do regime de deslocamento [9]. O método de Holtrop é bem conhecido na área naval, sendo comumente empregado na indústria, nas pesquisas e no ensino. Em vista disso, o desenvolvimento deste método no presente trabalho é desnecessário. Porém, uma abordagem resumida do método é realizada na continuação.

O método de Holtrop é baseado na análise de regressão realizada com dados obtidos em testes de diferentes modelos de cascos de deslocamento. Para a análise de regressão também foram utilizados os parâmetros geométricos dos modelos. Em 1984, Holtrop atualizou seu método, adicionando os resultados e as características geométricas da série 64 (série de embarcações de alta velocidade), empregando um total de 334 modelos. Este método é caracterizado por fornecer um procedimento matemático para cada parcela da resistência total, incluindo as parcelas devidas aos apêndices do casco e ao vento. Estes procedimentos são encontrados em [10]. O procedimento minucioso do método de Holtrop gera estimativas aproximadas da resistência real.

3.1.1 Equilíbrio dinâmico - Método de Savitsky (1964)

Savitsky [14], em seu trabalho *Hydrodynamic Design of Planning Hulls*, estudou as características hidrodinâmicas dos cascos prismáticos, fornecendo fórmulas que descrevem a sustentação, a resistência, a superfície molhada e o centro de pressão em função da velocidade, do ângulo de trim, do ângulo de pé de caverna (β) e da carga. Estas formulações foram produto de uma análise analítica e empírica realizada pelo

autor sobre dados obtidos em testes. Além disso, Savitsky coletou as pesquisas anteriormente realizadas sobre o planeio para melhorar o desenvolvimento das equações. Finalmente, um procedimento iterativo que associa as formulações obtidas e as equações de estabilidade dinâmica longitudinal (produto do balanço de forças no plano longitudinal) é proposto para estimar a resistência total e o ângulo de trim nos cascos prismáticos. Adicionalmente, este procedimento permite estimar o comprimento de quilha molhada, que junto com o ângulo de trim caracterizam a condição de navegação dos cascos prismáticos com popa espelho (*transom stern*).

Todas as formulações propostas por Savitsky foram desenvolvidas para cascos prismáticos com boca entre quinas (b) e ângulo de pé de caverna constantes. No entanto, estes parâmetros geométricos variam longitudinalmente nos cascos prismáticos. Por outro lado, algumas pesquisas focadas na área recomendam utilizar b e β , encontradas no meio da embarcação, para facilitar os cálculos ([12], [21], [39]). Por esse motivo, na presente dissertação, estes parâmetros são obtidos a meia embarcação.

a) Considerações geométricas

Savitsky analisa as superfícies prismáticas partindo de um caso específico, empregando uma placa plana ($\beta = 0^\circ$) como referência. A resposta ao planeio de uma placa plana depende geometricamente do comprimento molhado (l) e da largura da placa (b), definidos na Figura 3.4.

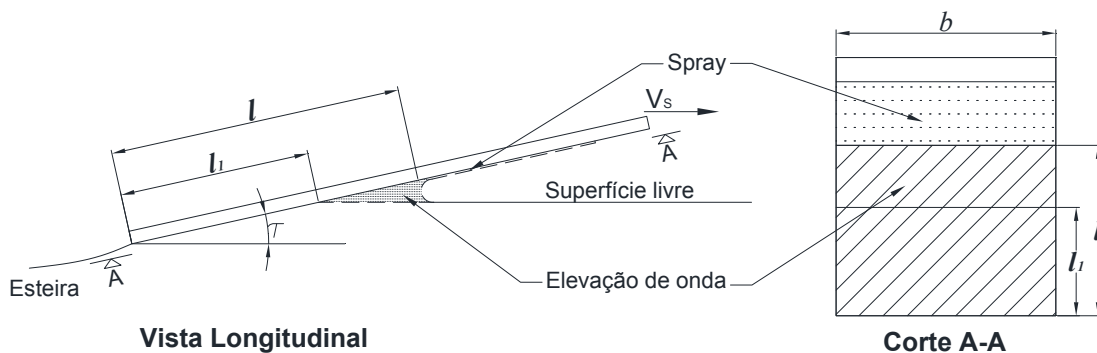


Figura 3.4. Descrição do planeio em uma superfície plana [14].

O desempenho de uma superfície plana, no regime de planeio, gera a elevação de onda e a formação de *spray* no fundo da superfície. Portanto, a superfície molhada total está composta pela parcela onde a pressão é efetiva (fator que produz a sustentação) e pela parcela devida ao *spray*. Devido ao fato da área do *spray* não contribuir com a sustentação, o comprimento molhado é definido por l (Figura 3.4) que é o comprimento desde a aresta de fuga até a raiz de *spray* (onde começa a formar-se o *spray*). Também, na Figura 3.4, o comprimento l_1 é definido entre a aresta de fuga (na popa da placa) e a intersecção da superfície livre não perturbada com a placa plana, sendo sempre menor que l .

A partir desses fatores geométricos, Savitsky define a razão entre o comprimento molhado e a largura da superfície (λ), sendo

$$\lambda = \frac{l}{b} \quad (3.3)$$

Este parâmetro (λ) é importante pela sua influência na sustentação de superfícies planas e prismáticas.

Nas superfícies prismáticas, a raiz do *spray* (definida na Figura 3.5 pelos pontos K e A), que define o comprimento molhado, tem uma forma diferente em relação às superfícies planas, como é mostrado na Figura. Por conseguinte, o λ para superfícies prismáticas é definido pelo comprimento molhado médio (l_m) e pela boca entre as quinas (b), sendo

$$\lambda = \frac{l_m}{b} \quad (3.4)$$

e l_m definido por

$$l_m = \frac{L_C + L_K}{2} \quad (3.5)$$

onde,

- L_C é o comprimento de quina molhada, e
- L_K é o comprimento de quilha molhada.

Estes parâmetros são apresentados na Figura 3.5. Também, das equações (3.5) e (3.4), obtém-se:

$$\lambda = \frac{L_C + L_K}{2 \cdot b} \quad (3.6)$$

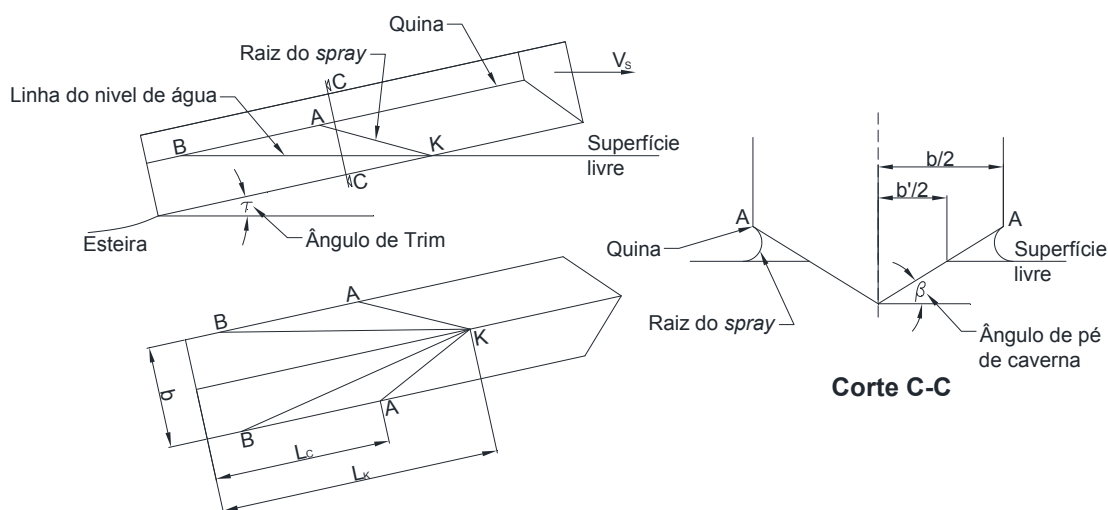


Figura 3.5. Descrição do planeio em uma superfície prismática (casco em V) [14].

Na Figura 3.5, a largura molhada definida pela intersecção da superfície livre não perturbada (definida pelos pontos K e B) com a superfície prismática ($2 \cdot b'$) é definida pela Equação (3.7).

$$b' = 2 \cdot (L_K - L_C) \cdot \frac{\tan \tau}{\tan \beta} \quad (3.7)$$

Baseando-se em uma publicação de Wagner (1932), Savitsky fornece uma relação entre a largura molhada real ($2 \cdot b_1$), encontrada na superfície formada pela intersecção da superfície prismática com a raiz do *spray*, e a largura molhada definida pela intersecção da superfície livre com a superfície prismática ($2 \cdot b'_1$). Estas duas dimensões são mostradas na Figura 3.6. Wagner analisou a penetração vertical de uma cunha bidimensional na superfície livre de um fluido, obtendo como resultado que a largura molhada real é $\pi/2$ vezes a largura encontrada na superfície livre não perturbada. Portanto, na vista transversal do casco prismático (Figura 3.6), a relação da $2 \cdot b_1$ e da $2 \cdot b'_1$ é expressada como:

$$b'_1 = \frac{2}{\pi} \cdot b_1 \quad (3.8)$$

Então, a partir das Equações (3.8) e (3.7), a diferença entre o L_K e o L_C é descrita como:

$$L_K - L_C = \frac{b}{\pi} \cdot \frac{\tan \beta}{\tan \tau} \quad (3.9)$$

As avaliações experimentais realizadas por Savitsky determinam que a Equação (3.9) é aplicável para coeficientes de velocidade (C_v) maiores que 2,00, onde,

- $C_v = V_S / \sqrt{g \cdot b}$,
- g é a gravidade, e
- b é a boca (largura) entre quinas.

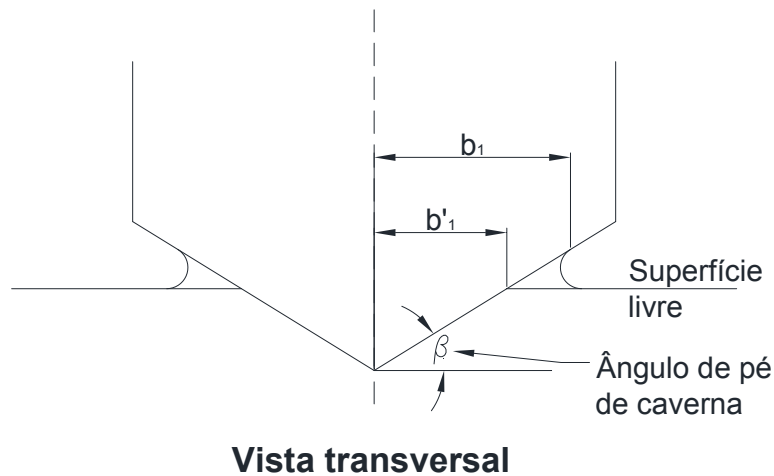


Figura 3.6. Vista transversal de uma superfície prismática em plano.

b) Sustentação de superfícies prismáticas

Anteriormente, foi mencionado que a sustentação dos cascos prismáticos em altas velocidades é constituída por uma parcela hidrostática (L_H) e outra hidrodinâmica (L_D). Então, a força de sustentação (L) é expressada como:

$$L_H + L_D = L \quad (3.10)$$

A parcela hidrostática é devido à força E e a hidrodinâmica é devido à componente vertical da força N (N_V), segundo a Figura 3.2.

Segundo Savitsky, para uma superfície prismática deslocando-se a uma velocidade V_S , com uma largura entre quinas b e um ângulo de pé de caverna β (constantes), a sustentação é definida como:

$$L = \frac{1}{2} \cdot C_{L\beta} \cdot \rho \cdot V_S^2 \cdot b^2 = \Delta \quad (3.11)$$

onde, $C_{L\beta}$ é o coeficiente de sustentação para superfície com ângulo de pé de caverna.

Das equações (3.10) e (3.11) demonstra-se que

$$L = \frac{1}{2} \cdot (C_{L\beta H} + C_{L\beta D}) \cdot \rho \cdot V_S^2 \cdot b^2 \quad (3.12)$$

Portanto, o componente hidrostático e o componente hidrodinâmico da sustentação total serão representados pelos coeficientes de sustentação $C_{L\beta H}$ (hidrostático) e $C_{L\beta D}$ (hidrodinâmico), respectivamente.

Partindo da análise de uma superfície plana ($\beta = 0$), Savitsky propôs formulações para cada coeficiente de sustentação. No caso do coeficiente de sustentação hidrodinâmica para uma placa plana (C_{L0D}), a teoria da aerodinâmica define que o coeficiente de sustentação é diretamente proporcional ao trim ($C_{L0D} = A \cdot \tau$) quando a razão λ é baixa ($b \gg l_m$, como nas asas de avião), não obstante, quando a razão λ é alta ($b \ll l_m$) o coeficiente é diretamente proporcional a τ^2 ($C_{L0D} = B \cdot \tau^2$). No caso das superfícies de planeio, o coeficiente de sustentação hidrodinâmica será a soma das duas relações mencionadas. Para simplificar o estudo do coeficiente hidrodinâmico, Savitsky propôs a seguinte função:

$$C_{L0D} = f(\lambda, C_v) \cdot \tau^{1,1} \quad (3.13)$$

Adicionalmente, através de uma análise realizada com os dados obtidos em testes de planeio sem considerar os efeitos hidrostáticos, a função do coeficiente hidrodinâmico em superfícies planas foi determinado, estabelecendo a seguinte relação [14]:

$$C_{L0D} = c \cdot \lambda^{1/2} \cdot \tau^{1,1} \quad (3.14)$$

onde,

- c é uma constante,
- λ é expresso pela Equação (3.4), e
- τ é o ângulo de trim.

Por outro lado, utilizando-se o principio de Arquimedes em um casco prismático (popa espelho) com ângulo de pé de caverna nulo, largura entre quinas b e ângulo de trim τ , a sustentação hidrostática é descrita pela seguinte equação:

$$L_{0H} = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot g \cdot b^3 \cdot (\lambda - 0,30)^2 \cdot \tan \tau \quad (3.15)$$

Por conseguinte, relacionando as equações (3.11) e (3.15), e assumindo que $(\lambda - 0.30)^2$ pode ser substituído por $D \cdot \lambda^n$, o coeficiente de sustentação hidrostática para uma superfície plana (C_{L0H}) é expresso por:

$$C_{L0H} = \frac{D \lambda^n}{C_v^2} \tan \tau \quad (3.16)$$

Somando as equações (3.14) e (3.16) e assumindo que entre ' $\tan \tau$ ' e $\tau^{1.1}$ quase não há diferença, o coeficiente de sustentação total para cascos prismáticos com ângulo de pé de caverna nulo (C_{L0}) é definido pela seguinte equação empírica:

$$C_{L0} = \tau^{1.1} \cdot \left(c \cdot \lambda^{1/2} + \frac{D \lambda^n}{C_v^2} \right) \quad (3.17)$$

Savitsky avaliou os dados obtidos na literatura existente, obtendo valores para as constantes c , D e n da equação (3.17). Como resultado deste análise, o autor obteve que

$$C_{L0} = \tau^{1.1} \cdot \left(0,012 \cdot \lambda^{1/2} + \frac{0,0055 \lambda^{5/2}}{C_v^2} \right) \quad (3.18)$$

onde, a unidade do τ é o grau sexagesimal.

A Equação (3.17) é aplicável para $0,60 \leq C_v \leq 13,00$; $2^\circ \leq \tau \leq 15^\circ$; e $\lambda \leq 4$ [14].

No caso das superfícies prismáticas com $\beta \neq 0$, o incremento do ângulo de pé de caverna reduzirá o coeficiente de sustentação. O incremento de β produzirá uma diminuição da área onde a pressão de sustentação é exercida, em consequência, a força de sustentação diminuirá com o incremento do β . Por isso, uma equação para estimar o coeficiente de sustentação em superfícies prismáticas ($C_{L\beta}$) é:

$$C_{L\beta} = C_{L0} - 0,0065 \cdot \beta \cdot C_{L0}^{0,60} \quad (3.19)$$

c) Cálculo da resistência ao avanço total

A resistência hidrodinâmica total (R_T) de cascos de planeio esta conformada pela resistência devida à pressão viscosa (R_P), à fricção (R_f) e ao *spray* (R_S), sendo a soma da três resistências mencionadas.

$$R_T = R_P + R_f + R_S \quad (3.20)$$

No estudo exposto por Savitsky, o último termo da Equação (3.20) não é considerado, descrevendo a resistência total apenas pelas parcelas devidas a fricção e pressão viscosa. A R_P é uma parcela da força normal N_T , sendo N_T uma soma vetorial das forças E , N_V e N_H (Figura 3.2). Adicionalmente, a R_f é produto da força de fricção (D_f) que é tangente ao fundo do casco (Figura 3.7). Portanto, do diagrama de corpo livre apresentado na Figura 3.7, obtemos que

$$R_T = \Delta \tan \tau + \frac{D_f}{\cos \tau} \quad (3.21)$$

onde,

- $\Delta \tan \tau = R_P$, e
- $\frac{D_f}{\cos \tau} = R_f$.

Por outro lado, da referência [14],

$$D_f = \frac{C_f \cdot \rho \cdot V_1^2 \cdot \lambda \cdot b^2}{2 \cdot \cos \beta} \quad (3.22)$$

Finalmente, substituindo D_f na Equação (3.21), obtemos a resistência total em superfícies prismáticas estabelecida por Savitsky (R_{Sav}) como:

$$R_{Sav} = \Delta * \tan \tau + \frac{\rho * V_1^2 * \lambda * b^2 * C_f}{2 * \cos \beta * \cos \tau} \quad (3.23)$$

onde,

- C_f é o coeficiente de fricção de Schoenherr (empregado por Savitsky), não obstante, é recomendável usar fórmulas mais aproximadas (encontradas em [22] e [19]). Usar $Rn = (V_1 \cdot \lambda \cdot b) / \nu$ para calcular o C_f , onde, Rn é o número de Reynolds e ν é a viscosidade cinemática da água.

- V_1 é a velocidade que atua no fundo do casco que normalmente é menor que a velocidade da embarcação V_S . Além disso, esta velocidade é utilizada para calcular o C_f mediante o número de Reynolds.

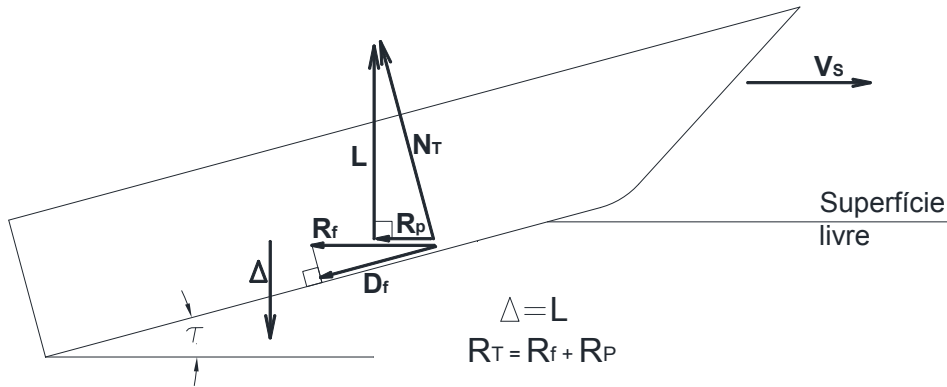


Figura 3.7. Diagrama de corpo livre de uma superfície prismática em planeio.

Em planeio, devido às altas pressões que existem no fundo casco, a velocidade do fluxo da água incidente nesta área (V_1) é menor que velocidade da embarcação (V_S). Aplicando-se o princípio de Bernoulli entre a superfície livre e o fundo do casco, resulta em:

$$V_1 = V_S \cdot \left(1 - \frac{2 \cdot P_d}{\rho \cdot V_S^2}\right)^{0,5} \quad (3.24)$$

onde,

- P_d é a pressão dinâmica no fundo do casco, sendo:

$$P_d = \frac{\Delta_d}{\lambda * b^2 * \cos \tau} \quad (3.25)$$

Também, é observado que a P_d depende da carga dinâmica (Δ_d). Esta carga é estimada utilizando-se apenas a parcela hidrodinâmica da Equação (3.12).

Para estimar o equilíbrio dinâmico e o desempenho das embarcações de planeio, Savitsky estabeleceu um procedimento de cálculo iterativo. Este procedimento iterativo avalia vários valores do ângulo de trim até satisfazer a condição do equilíbrio dinâmico. O equilíbrio dinâmico é avaliado através do diagrama de corpo livre da embarcação, mostrado na Figura 3.8.

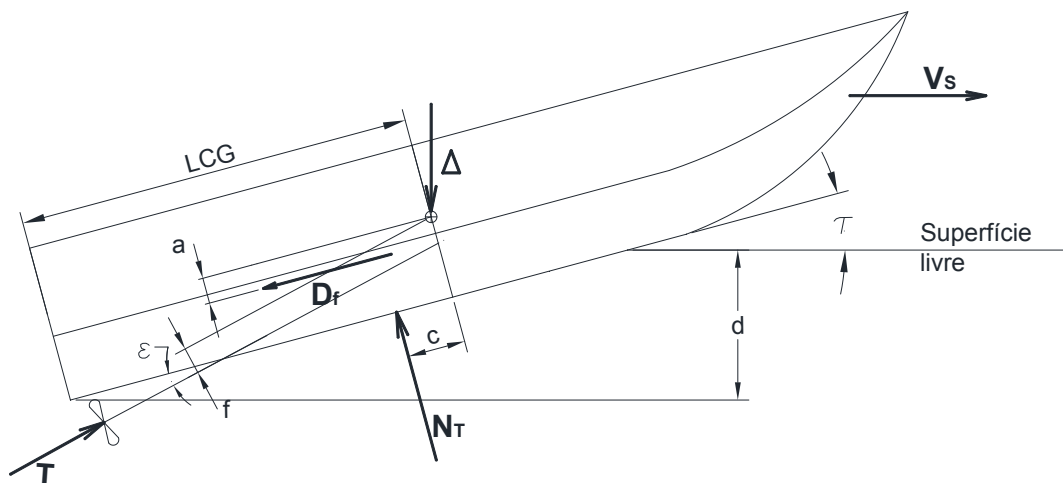


Figura 3.8. Diagrama de corpo livre de uma embarcação operando em planeio [14].

3.1.2 Método de Mercier-Savitsky

Existem alguns métodos para se estimar a resistência ao avanço nas embarcações (CFD, testes de modelos, métodos estatísticos, etc.), sendo os métodos estatísticos os que apresentam maior facilidade para programar. Além disso, estes métodos fornecem resultados com alta precisão, sempre que sejam utilizados em casos que estejam dentro da sua faixa de aplicabilidade (e.g., tipo de casco, razões geométricas e faixa de operação). Os métodos estatísticos são produto de uma análise de regressão realizada com resultados de testes experimentais e com os parâmetros geométricos dos cascos avaliados.

O método de Mercier-Savitsky ([11], [16]) é um dos vários métodos estatísticos existentes. Este método foi projetado para cascos de deslocamento de alta velocidade (DAV), limitando sua aplicabilidade para $1,00 \leq Fn_{\nabla} \leq 2,00$. Este método é produto de uma análise de regressão elaborada com os dados obtidos em testes de 7 séries de casco com popa espelho, utilizando 118 modelos no estudo. Conseqüentemente, uma equação que calcula a resistência total dos cascos, baseando-se em seus parâmetros geométricos, é proposta. Na análise foram empregadas as seguintes séries:

- NPL
- Nordstrom
- DeGroot

- SSPA
- Série 64
- Série 63
- Série 62

Entre os métodos de regressão, o método dos mínimos quadrados foi selecionado para avaliar os dados devido aos bons resultados que proporcionou o método quando foi utilizado para estabelecer formulações que estimam a resistência em cascos de barcos de arrasto, cascos da série 60 (Sabit) e embarcações mercantes da BSRA (*British Ship Research Association*), fornecendo equações de alta precisão.

Para realizar a análise de regressão, a resistência total foi medida para cada Fn_{∇} em todos os modelos, sendo 1,00; 1,10; 1,20; 1,30; 1,40; 1,50; 1,60; 1,70; 1,80; 1,90; 2,00 os valores de Fn_{∇} fixados. Adicionalmente, a análise foi realizada sem incluir a influência da velocidade (Fn_{∇}) para facilitar o cálculo por regressão e diminuir o número de termos da equação.

Inicialmente, no desenvolvimento do método, doze parâmetros geométricos adimensionais foram obtidos e analisados para cada modelo, no entanto, apenas quatro deles foram selecionados porque mostraram uma maior influência na resistência que os outros parâmetros. Estes parâmetros são:

- $L_{WL}/\nabla^{1/3}$: Razão entre comprimento de linha de água (L_{WL}) e o volume (∇), também chamada de razão de esbeltez.
- $C_{\Delta} = \nabla/B_X^3$: Coeficiente de carga estática, onde B_X é a boca na seção máxima.
- i_e : Meio ângulo de entrada de linha de água.
- A_T/A_X : Razão de áreas transversais entre a popa espelho (A_T) e a seção máxima (A_X).

A avaliação da influência dos quatro parâmetros mencionados sobre a resistência total mostrou que a razão $L_{WL}/\nabla^{1/3}$ é o parâmetro que mais influencia na resistência. Anteriormente a esta pesquisa, Nordstrom encontrou que a resistência é altamente dependente da razão de esbeltez para $1,00 \leq Fn_{\nabla} \leq 2,00$. Quando a razão de esbeltez é

baixa, a parcela que domina na resistência total é a resistência residual, atingindo-se um 95% da R_T na faixa de $1,00 \leq Fn_{\nabla} \leq 2,00$. Em contrapartida, quando esta razão é alta, predomina a resistência devido à fricção, podendo ser até 75% da R_T . Adicionalmente, devido à forte influência do coeficiente C_{Δ} no desempenho, em regime de planeio, também, é esperado que tenha uma influência significativa na resistência no limite superior do regime de deslocamento. Por outro lado, segundo a correlação gráfica realizada em [11], utilizou-se o ângulo i_e antes que a relação comprimento-boca (L/B), devido ao fato do i_e gerar um maior impacto na resistência do que a relação (L/B). Segundo as considerações hidrodinâmicas, as variações na razão A_T/A_X incrementariam a resistência devido à separação do escoamento em popas tipo espelho. Portanto, uma equação que descreva a resistência total em função desses quatro parâmetros foi determinada.

O método de mínimos quadrados foi aplicado entre a resistência medida e os quatro parâmetros geométricos de cada casco, determinando-se inicialmente uma equação com 27 termos (Equação 3.26).

$$\begin{aligned}
 R_T/\Delta = & A_1 + A_2 \cdot X + A_3 \cdot Z + A_4 \cdot U + A_5 \cdot W + A_6 \cdot X \cdot Z + A_7 \cdot X \cdot U \\
 & + A_8 \cdot X \cdot W + A_9 \cdot Z \cdot U + A_{10} \cdot Z \cdot W + A_{11} \cdot U \cdot W + A_{12} \cdot X^2 \\
 & + A_{13} \cdot Z^2 + A_{14} \cdot U^2 + A_{15} \cdot W^2 + A_{16} \cdot X \cdot Z^2 + A_{17} \cdot X \cdot U^2 \\
 & + A_{18} \cdot X \cdot W^2 + A_{19} \cdot Z \cdot X^2 + A_{20} \cdot Z \cdot U^2 + A_{21} \cdot Z \cdot W^2 \\
 & + A_{22} \cdot U \cdot X^2 + A_{23} \cdot U \cdot Z^2 + A_{24} \cdot U \cdot W^2 + A_{25} \cdot W \cdot X^2 \\
 & + A_{26} \cdot W \cdot Z^2 + A_{27} \cdot W \cdot U^2
 \end{aligned} \tag{3.26}$$

onde,

- A_i são os coeficientes,
- $X = \nabla^{1/3}/L_{WL}$,
- $Z = \nabla/B_X^3$,
- $U = \sqrt{2 \cdot i_e}$ e
- $W = A_T/A_X$.

Todos os parâmetros geométricos são referentes à linha de água em condição estática ($V_S = 0$).

As variáveis independentes da Equação (3.26) são termos adimensionais. Como consequência, esta equação estima a resistência como um parâmetro adimensional

(R_T/Δ) . Este parâmetro representa a razão entre a resistência total e o deslocamento (em lb-f), sendo o deslocamento igual a 100000 lb (ou 45,36 Ton) devido à utilização de cascos de 100000 lb de deslocamento na análise de regressão.

Como a Equação (3.26) estima a resistência para um Fn_{∇} , nesse caso, o uso dessa equação para várias velocidades torna-se impraticável por causa da quantidade de termos que possui, o que dificulta a programação da equação. Além disso, a excessiva quantidade de termos dificulta o ajuste dos pontos calculados a uma curva, obtendo-se curvas irregulares. Para evitar estas dificuldades, a Equação (3.26) foi reduzida excluindo-se os termos pouco significativos, obtendo-se, finalmente, uma equação com 14 termos como segue:

$$R_T/\Delta_{(100000)} = A_1 + A_2 \cdot X + A_4 \cdot U + A_5 \cdot W + A_6 \cdot X \cdot Z + A_7 \cdot X \cdot U + A_8 \cdot X \cdot W + A_9 \cdot Z \cdot U + A_{10} \cdot Z \cdot W + A_{15} \cdot W^2 + A_{18} \cdot X \cdot W^2 + A_{19} \cdot Z \cdot X^2 + A_{24} \cdot U \cdot W^2 + A_{27} \cdot W \cdot U^2 \quad (3.27)$$

Os coeficientes (A_i) da equação para cada Fn_{∇} (de 1,00 até 2,00) são mostrados na Tabela A.1 (Apêndice A).

Em referência à geometria do casco, a Equação (3.27) tem uma grande faixa de aplicabilidade devido à análise de várias séries de casco na determinação da equação. No caso de se estimar a resistência de um casco aleatório (geometria diferente das séries utilizadas), quanto mais semelhante for a geometria do casco às séries utilizadas no desenvolvimento do método, maior será a precisão da estimativa da resistência. No entanto, a estimativa da resistência, através desta equação, está mais exposta a erros quantitativos em cascos que tem características geométricas distintas das séries analisadas, porém, a tendência da resistência calculada em relação à velocidade pode ter correlação com a real.

A Equação (3.27) foi projetada apenas para estimar a resistência em cascos com 100000 lb de deslocamento ($R_T/\Delta_{(100000)}$), utilizando-se o coeficiente de fricção de Schoenherr (C_{Fsch}) para estimar-se a parcela devida à fricção. Segundo a teoria de extrapolação modelo-embarcação, para estimar-se a resistência do casco é necessário

corrigir a resistência por fricção calculada no modelo. Isto é por causa da variação da parcela friccional, sendo a resistência corrigida

$$R_T/\Delta_{corrigida} = R_T/\Delta_{(100000)} + \Delta R_F/\Delta \quad (3.28)$$

O termo $\Delta R_F/\Delta$ é a variação da parcela devida a fricção.

A diferença entre o Rn do modelo e da embarcação gera esta variação na parcela da resistência devida a fricção. Por outro lado, existe um incremento da resistência devido à escala entre o modelo e a embarcação. Este efeito de escala é solucionado adicionando o coeficiente C_A (coeficiente de incremento de resistência devido à extrapolação). Normalmente, este coeficiente inclui a rugosidade do casco real. Alguns pesquisadores recomendam usar $C_A = 0,0004$ para todas as embarcações [19]. Portanto, uma equação para representar estes efeitos na resistência por fricção é:

$$\triangleright \Delta R_F/\Delta = [(C'_F + C_A) - C_{F_{100000}}] \cdot \frac{1}{2} \cdot \frac{S}{\nabla^{2/3}} \cdot Fn_{\nabla}^2$$

onde,

- $C_{Fsch_{100000}}$ é o coeficiente de fricção de Schoenherr, quando o deslocamento é igual a 100000 lb (45,36 Ton-f), empregando-se

$$Rn = \frac{Fn_{\nabla} \left(\frac{L}{\nabla^{1/3}} \right) \sqrt{g \cdot \frac{100000}{\rho \cdot g}}}{v}. \text{ As unidades estão em sistema inglês.}$$

- C'_F é o coeficiente de fricção para o casco real e
- S é a superfície molhada.

Finalmente, a resistência corrigida para o casco real é

$$R_T/\Delta_{corrigida} = R_T/\Delta_{(100000)} + [(C'_F + C_A) - C_{F_{100000}}] \cdot \frac{1}{2} \cdot \frac{S}{\nabla^{2/3}} \cdot Fn_{\nabla}^2 \quad (3.29)$$

Além de estimar a resistência, o método apresentado também é utilizado para encontrar a combinação de parâmetros geométricos que forneçam a menor resistência em um casco (otimização). J. Mercier e D. Savitsky [11] utilizaram o método para avaliar a influência dos quatro parâmetros geométricos adimensionais, empregados no método, na resistência total. A análise concluiu que :

- Um incremento de $L_{WL}/\nabla^{1/3}$ reduz significativamente a resistência em águas calmas.

- O C_{Δ} tem pouca influência sobre a resistência do casco. Além disso, um incremento desse parâmetros pode aumentar ou diminuir a resistência, isto dependerá dos outros parâmetros geométricos. A influência do parâmetro na resistência pode ser quase insignificante para uma determinada combinação dos outros parâmetros geométricos.
- O incremento do i_e aumenta consideravelmente a resistência. Para um dos casos analisados, um aumento de 4° no i_e incrementou a resistência em 8%.
- A dependência da R_T em relação à razão A_T/A_X depende do Fn_{∇} e dos outros parâmetros geométricos, condicionando a influência da razão A_T/A_X sobre a resistência. Por esse motivo, a dependência da resistência em relação a esse parâmetro deve ser avaliado para cada caso em particular.

3.1.3 Método de Lahtiharju

Semelhante ao método de Mercier-Savitsky, o método de Lahtiharju [12] é um método estatístico que estima a resistência total e as características dinâmicas (*seakeeping*) em embarcações de deslocamento de alta velocidade com popa espelho, baseado na análise de regressão realizada com dados de resistência (obtidos em tanque de prova) e parâmetros geométricos dos modelos analisados. Os modelos das séries NPL, SSPA, VTT e alguns outros modelos semelhantes à série NPL foram empregadas na análise de regressão, utilizando-se, em total, 65 modelos de cascos redondos e 13 modelos de cascos prismáticos (com uma quina).

A série VTT é uma série baseada na forma geométrica da série NPL. As águas pouco profundas no litoral da Finlândia motivaram à criação da nova série. A principal característica desta série é o baixo calado em relação à série NPL. Um plano da forma padrão da série VTT é mostrada na referência [12].

Diferente do método de Mercier-Savitsky, o método de Lahtiharju estabeleceu duas equações para estimar-se a resistência total. Uma equação foi projetada para cascos de DAV redondos e outra para cascos de DAV quinados. A formulação utilizada em

cascos DAV quinados do método é desenvolvida neste trabalho com a finalidade de se atingir os objetivos da presente dissertação.

Nos testes para se obter os dados de resistência nos cascos de DAV quinados, modelos de 100000 lb de deslocamento foram testados em 26 velocidades, desde $Fn_{\nabla} = 1,20$ até $Fn_{\nabla} = 5,00$. A resistência obtida foi analisada através do coeficiente C_T , que representa a soma do coeficiente de resistência devido à fricção, C_F , o coeficiente de resistência residual, C_R , e o coeficiente por incremento da resistência, C_A . Matematicamente expresso como:

$$C_T = C_F + C_R + C_A \quad (3.30)$$

A Equação (3.30) foi utilizada para analisar o comportamento de cada parcela de resistência. Enquanto a resistência residual é constante entre o modelo e a embarcação, a resistência por fricção é diferente entre eles (seção 3.1.2). Para estimar-se a resistência por fricção, a equação da ITTC-57 foi empregada na estimativa do C_F de cada casco, sendo:

$$C_F = \frac{0,075}{(\log_{10} Rn - 2)^2} \quad (3.31)$$

Na seção 3.1.2 foi fundamentado que o C_A apenas é utilizado quando a resistência é extrapolada para o casco real, portanto, utiliza-se $C_A = 0,0$ no caso do modelo.

A forma da Equação (3.27), fornecida pelo método de Mercier-Savitsky, foi selecionada como base para desenvolver a nova formulação, através da regressão linear, para estimar-se a resistência. Como variáveis dependentes foram selecionados os parâmetros geométricos que mais influenciaram na resistência e seus respectivos produtos cruzados. O método de Mercier-Savitsky determinou que o comprimento (L), a boca (B), o deslocamento (Δ), o ângulo i_e e a razão A_T/A_X são os parâmetros geométricos de maior domínio na resistência. Para a nova equação não foi considerado o ângulo i_e , no entanto, o calado (T_M) foi adicionado como novo parâmetro. Por conseguinte, a equação para estimar a razão resistência-deslocamento (100000 lb ou 45,36 ton) em cascos de DAV quinados é:

$$R_T/\Delta_{(100000)} = A_0 + A_1 \cdot P_1 + \left(\sum_{i=2}^3 A_i \cdot P_i \right) \cdot Fn_{\nabla} + \left(\sum_{i=4}^6 A_i \cdot P_i \right) Fn_{\nabla}^2 \quad (3.32)$$

Na Tabela 3.1, os valores dos coeficientes e os parâmetros geométricos adimensionais da Equação (3.32) são mostrados, sendo todos os parâmetros geométricos referentes à linha de água em condição estática ($V_S = 0$).

Tabela 3.1. Parâmetros e valores dos coeficientes da Equação (3.32).

	i	P_i	A_i
1	0	1	-0,03546471
	1	∇/T_M^3	0,00129099
Fn_{∇}	2	$\nabla^{1/3}/L$	0,51603410
	3	$(L/T)^2$	-0,00010596
Fn_{∇}^2	4	$(L/\nabla^{1/3})^2$	-0,00090300
	5	$(L/\nabla^{1/3})^3$	0,00017501
	6	$(B/L)(A_T/A_X)$	-0,02784726

Similar ao método de Mercier-Savitsky, esta equação apenas calcula a resistência em cascos de 100000 lb de deslocamento. Portanto, analogamente à seção 3.1.2, a Equação (3.29) é empregada para corrigir a resistência calculada com a Equação (3.32) quando o deslocamento do casco é diferente de 100000 lb.

Este método é aplicável para $1,80 \leq Fn_{\nabla} \leq 3,30$. Por isso, Lahtiharju recomenda utilizar o método de Mercier-Savitsky para $1,00 \leq Fn_{\nabla} < 1,80$, e o método proposto por ele para maiores velocidades.

Adicionalmente, este método tem restrições geométricas, sendo aplicável para:

- $4,49 \leq L/\nabla^{1/3} \leq 6,81$
- $2,73 \leq L/B \leq 5,43$
- $3,75 \leq B/T_M \leq 7,54$
- $0,43 \leq A_T/A_X \leq 0,995$

Não obstante, segundo o autor, este método poderia ser aplicado em cascos que não estejam dentro dos limites mencionados, sempre e quando o casco tenha forma

similar forma aos cascos usados na análise de regressão, recomendando-se avaliar se os resultados são os esperados.

Neste estudo, o método foi avaliado com diferentes cascos, fornecendo resultados coerentes em relação aos dados experimentais na faixa de Fn_{∇} para a qual foi desenvolvido, conforme foi esperado.

3.2 Influência da interação casco-propulsor no desempenho propulsivo

Otimizar o sistema de propulsão das embarcações de alta velocidade é um grande desafio para o projetista ou o armador por causa das complexas características hidrodinâmicas deste tipo de embarcações. Estas características hidrodinâmicas afetam o desempenho do casco, como foi visto na seção 3.1, e o desempenho do propulsor. O propulsor é um componente importante do sistema de propulsão, por isso, conhecer seu desempenho detalhadamente ajuda a atingir as condições desejadas de operação. Além disso, minimiza a potência requerida pelo propulsor (DHP), aproveitando eficientemente a potência fornecida pelo motor (BHP).

Como qualquer máquina, o desempenho do propulsor depende das condições de operação às quais está sujeito. No caso das embarcações de alta velocidade, o propulsor está exposto a variações, de velocidade e de direção, do escoamento (também chamado velocidade de avanço do propulsor) devido à localização do propulsor na popa da embarcação. Por outro lado, a operação do propulsor à ré da embarcação gera variações de pressão nessa região, aumentando a resistência, portanto, o empuxo gerado deve ser maior do que a resistência do casco estimada. Adicionalmente, por causa da inclinação do eixo e do casco (trim) apenas uma parcela do empuxo gerado pelo propulsor é utilizada para o deslocamento da embarcação. Estes fenômenos são produto da interação casco-propulsor.

Por conseguinte, é importante primeiro conhecer os efeitos que afetam o desempenho do propulsor (variação da velocidade de avanço do propulsor, variação da

resistência e efeitos da inclinação do eixo), nas embarcações de alta velocidade, para analisar seu desempenho.

3.2.1 Variação da velocidade de avanço do propulsor

Idealmente, a velocidade do fluxo que entra no propulsor (velocidade de avanço) deveria ser igual à velocidade da embarcação, não obstante, a interação casco-propulsor produz uma diferença entre estas velocidades (camada limite). O fenômeno, produto da interação casco-propulsor, que ocasiona uma diferença entre velocidade de avanço do propulsor (V_a) e a velocidade da embarcação (V_S) é chamada de esteira. Matematicamente, a esteira é representada por $V_S - V_a$. Se dividimos a esteira por V_S ou V_a , obtemos o coeficiente de esteira de Taylor e o coeficiente de esteira de Froude, respectivamente. Não obstante, do ponto de vista prático, o coeficiente de esteira de Taylor (w) é comumente utilizado para caracterizar matematicamente à esteira, portanto,

$$w = \frac{V_S - V_a}{V_S} \quad (3.33)$$

O coeficiente de esteira é composto por três parcelas, que são:

- Coeficiente de esteira por fricção (w_F) - este coeficiente é originado pela fricção na superfície do casco e pelo aumento de espessura da camada limite ao longo da embarcação, sendo maior na região da popa, em consequência, gera uma variação do fluxo de água na popa em relação a proa.
- Coeficiente de esteira potencial (w_P) - é produto da perturbação do campo de velocidades pela presença do casco, gerando diferença de pressões entre a proa e a popa.
- Coeficiente de esteira por formação de ondas (w_w) - manifesta-se pelo movimento orbital das partículas de água em presença de uma onda (teoria trocoidal) que é formada pela embarcação, gerando variações na velocidade de fluxo que depende se o propulsor esta localizado em uma crista ou em uma cava da onda.

Nas embarcações de deslocamento, estes efeitos fazem com que V_a seja sempre menor que V_S por causa do coeficiente de esteira positivo, sendo a diferença entre elas quase constantes neste regime. Porém, nas embarcações de alta velocidade, o coeficiente de esteira é variável (pode aumentar ou diminuir) em relação à velocidade devido às extraordinárias características hidrodinâmicas que apresentam este tipo de embarcações em altas velocidades (seção 3.1).

Pelo exposto, o coeficiente de esteira é uma parâmetro hidrodinâmico, dependendo da velocidade e da geometria do casco. Por essa razão, várias formulações estatísticas para estimar o coeficiente de esteira w , que foram determinadas por análises de regressão, estão baseadas nos dados geométricos e na velocidade da embarcação. Além disso, as formulações são condicionadas pelo número de linhas de propulsão da embarcação.

Para as embarcações de deslocamento as formulações mais conhecidas são as fornecida por Holtrop [41]. Holtrop propôs dois métodos para estimar o coeficiente de esteira, um para embarcações com um propulsor e outro para dois propulsores. A Equação (3.34) é fornecida por Holtrop para estimar o coeficiente de esteira efetiva (incluindo o efeito do propulsor) em embarcações com duas linhas de propulsão.

$$w = 0,3095 \cdot C_B + 10 \cdot C_V \cdot C_B - 0,23 \cdot \frac{D}{\sqrt{B \cdot T_M}} \quad (3.34)$$

onde,

- C_B - coeficiente de bloco do casco,
- D - diâmetro do propulsor,
- B - boca do casco,
- T_M - calado médio do casco e
- C_V - coeficiente de resistência viscosa, que é calculado com $C_V = (1 + k) \cdot C_F + C_A$, sendo $(1 + k)$ o fator de forma, definido na referência [22], o C_F (coeficiente de fricção) é calculado utilizando-se a expressão da ITTC 57, e o C_A o coeficiente de correlação.

Esta formulação também pode ser utilizada para estimar o coeficiente de esteira total em embarcações de alta velocidade. Neste trabalho, esta equação é utilizada apenas

para estimar o w no regime de deslocamento para cascos planadores. No caso do casco de DAV, este método é utilizado em todas as velocidades.

Para os regimes de deslocamento de alta velocidade e planeio nos cascos planadores existem diversas formulações que, similar aos métodos para estimar a resistência, dependem da série ou da forma do casco. Por outro lado, são poucos os estudos experimentais realizados sobre o coeficiente de esteira em alta velocidade devido à dificuldade e ao alto custo para a medição deste parâmetro em ensaios de tanques de prova. Em consequência, os métodos estatísticos para determinar o coeficiente de esteira em embarcações de alta velocidade são deficientes devido aos poucos dados encontrados na literatura. Não obstante, as simulações computacionais (CFD, BEM, *etc.*) surgem como uma solução para este problema. Atualmente vários autores recomendam ou usam estas ferramentas computacionais para determinar o coeficiente de esteira, fornecendo bons resultados.

F. De Luca *et al.* [13] realizaram uma avaliação numérica das interações casco-propulsor em séries sistemáticas de cascos planadores quinados, obtendo valores do coeficiente de esteira efetiva e do coeficiente de redução de empuxo para $0,50 \leq Fn \leq 1,50$. A análise numérica foi realizada por CFD com o método RANSE (*Reynolds-Averaged Navier–Stokes Equations*), onde foi empregado um software comercial. Os resultados foram comparados com dados experimentais encontrados na literatura (Hadler, referência [28]), validando o método utilizado.

A Figura 3.9 apresenta os valores da razão V_a/V_S (obtidos em [13]), expressos por $1 - w_e$ e $1 - w_n$, onde w_e é o coeficiente de esteira efetiva e w_n é o coeficiente de esteira nominal, em altas velocidades.

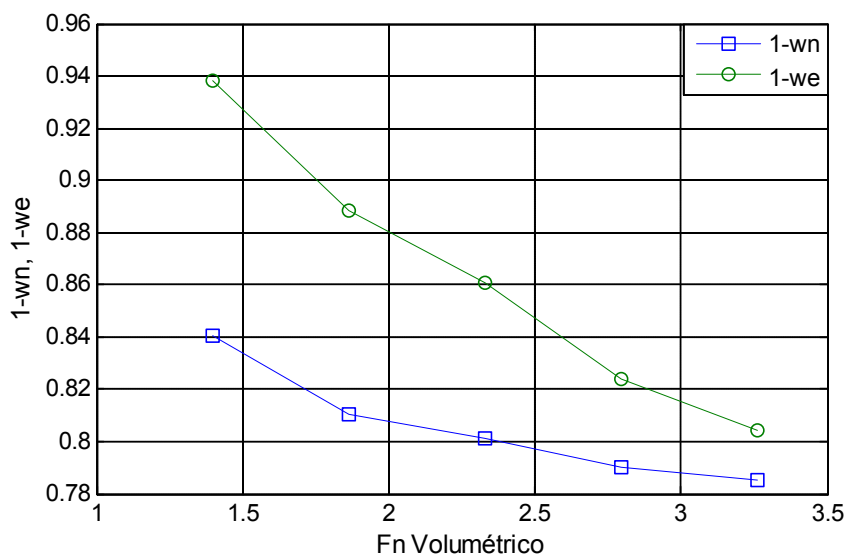


Figura 3.9. Variação dos Coeficientes de Esteira (Nominal e Efetiva) em relação ao número de Froude volumétrico [13].

Na Figura 3.9, é observado que o w_n é maior que w_e ($1 - w_e > 1 - w_n$), diferente das embarcações de deslocamento, portanto, em altas velocidades, a presença das forças geradas pelo propulsor diminuem a diferença entre V_S e V_a , beneficiando o desempenho do propulsor. A interação do propulsor com o casco gera um campo de velocidades mais uniforme, produzindo uma menor esteira. Não obstante, sem a presença do propulsor, a diferença do campo de velocidades será abrupta, quando analisado para dois propulsores. Note-se na Figura 3.10 que depois da análise por CFD em uma embarcação de planeio, a esteira é mais uniforme com o propulsor atuando (lado direito) que sem a presença dele (lado esquerdo).

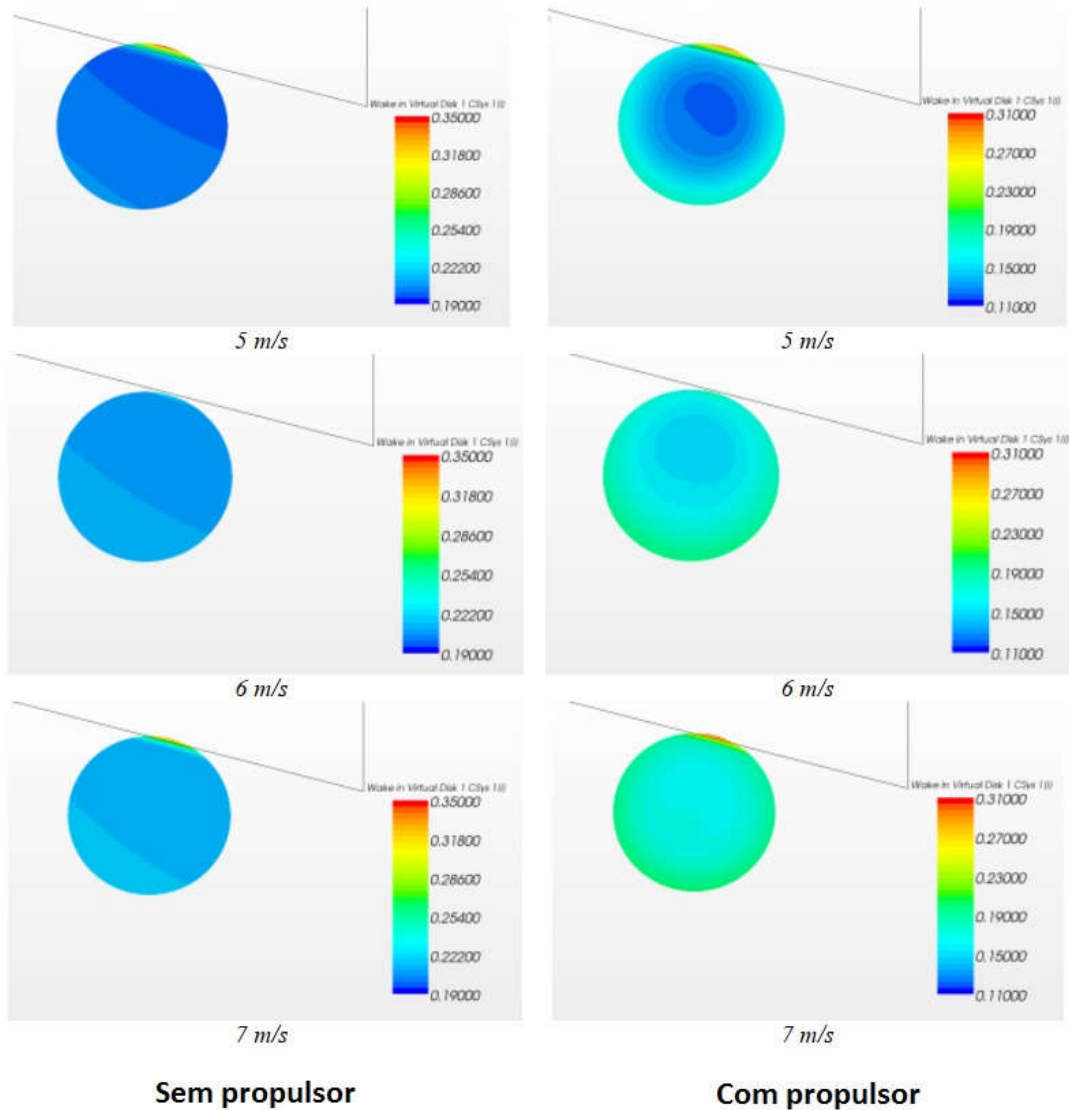


Figura 3.10. Diferença entre o campo de velocidades com propulsor e sem propulsor [13].

Para se obter uma formulação que descreva a variação da esteira efetiva (esteira real) em relação à velocidade, é necessário aplicar a regressão por mínimos quadrados aos dados fornecidos por F. De Luca *et al.*, resultando,

$$1 - w_e = 0,997 \cdot Fn_{\nabla}^{-0,18} \quad (3.35)$$

Para se determinar a qualidade da Equação (3.35), este modelo foi avaliado com o coeficiente de correlação R^2 (coeficiente estatístico), fornecendo um $R^2 = 0,993$. Este resultado confirma a alta precisão do modelo proposto.

Outro fator que exerce grande influência no coeficiente de esteira é o coeficiente de bloco (C_b) do casco, porque é a forma do casco que alterará o campo de velocidades

no entorno do propulsor. Da equação proposta por Holtrop, Equação (3.34), nota-se que o coeficiente de esteira é linearmente dependente do C_b . Mantendo as outras variáveis constantes para ter o C_b como única variável, é possível obter a variação do w_e em relação ao C_b (Figura 3.11).

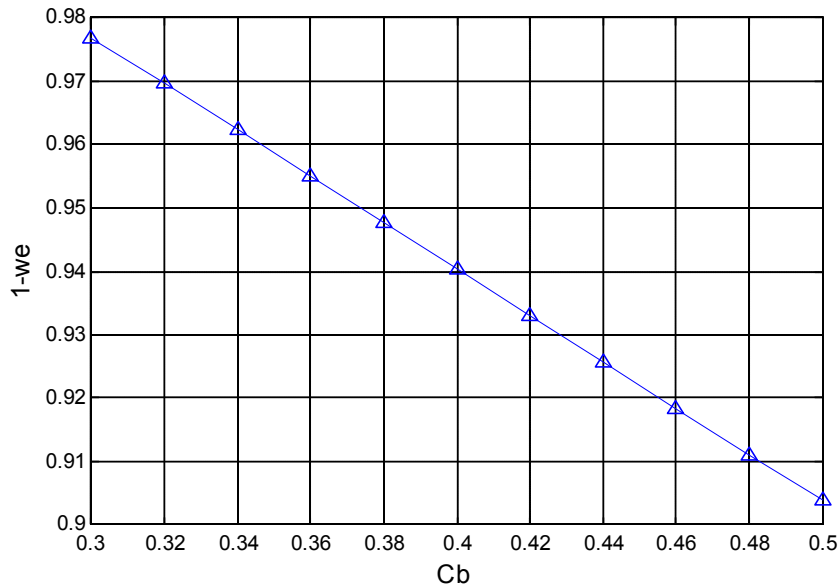


Figura 3.11. Variação do coeficiente de esteira em função do coeficiente de bloco.

Depois da análise de regressão linear realizada com os dados da Figura 3.11, obtém-se a subsequente equação:

$$1 - w_e = 1,086 - 0,365 \cdot C_b \quad (3.36)$$

Esta equação possui um $R^2 = 1,0$, validando o modelo proposto.

Das Equações (3.35) e (3.36), um modelo para estimar o coeficiente de esteira efetiva, baseado no C_b e no Fn_{∇} , é proposto na formulação:

$$1 - w_e = \sqrt{1,083 \cdot Fn_{\nabla}^{-0,18} - 0,364 \cdot C_b \cdot Fn_{\nabla}^{-0,18}} \quad (3.37)$$

Esta Equação expressa a relação entre a o w_e , o C_b e o Fn_{∇} para embarcações planadoras com dois eixos de propulsão para $1,20 \leq Fn_{\nabla} \leq 3,50$.

3.2.2 Variação da resistência ao avanço

No diagrama de corpo livre da Figura 3.1 é observado, a simples vista, que o empuxo teoricamente deveria ser igual à resistência ao avanço para que a embarcação atinja a velocidade desejada. Porém, semelhante à seção anterior, a interação casco-propulsor gera uma resistência adicional, então, se o propulsor for projetado apenas para igualar à resistência, não atingiria a velocidade projetada. Esta resistência adicional dá a sensação de que o empuxo sofre uma redução, por essa razão, o coeficiente que representa este fenômeno é chamado de coeficiente de redução de empuxo (t), expresso por:

$$t = \frac{T - R_T}{T} \quad (3.38)$$

Este fenômeno é ocasionado pela variação do campo de pressões que é gerado pelas forças do propulsor na região de popa da embarcação, o que significa que o coeficiente de redução de empuxo tem características hidrodinâmicas. Além disso, similar à esteira, este coeficiente tem três componentes: coeficientes de redução de empuxo friccional (t_F), potencial (t_P) e por geração de ondas (t_w).

Existem vários métodos estatísticos que estimam o t total, incluindo seus três componentes. Dentre os mais utilizados, o método de Holtrop é o mais empregado pelos bons resultados que fornece para os cascos de deslocamento. Holtrop [41] propõe duas formulações para estimar o t , uma para embarcações com um propulsor e outra para embarcações com dois propulsores. A Equação (3.39) representa este último caso.

$$t = 0,325 \cdot C_b - 0,1885 \cdot \frac{D}{\sqrt{B \cdot T_M}} \quad (3.39)$$

As variáveis dependentes da Equação (3.39) representam os mesmos parâmetros de forma da Equação (3.34). Note-se que esta formulação não depende da velocidade, portanto o coeficiente será constante no regime de deslocamento, segundo Holtrop.

Esta equação é utilizada para estimar o coeficiente de redução de empuxo nas embarcações de DAV em todas as velocidades na presente dissertação.

Nos cascos planadores, F. De Luca *et al.* [13], além de avaliar numericamente o coeficiente de esteira nos regimes de DAV e de planeio, também analisou o coeficiente de redução de empuxo por CFD, fornecendo resultados aproximados aos dados experimentais. Dos resultados, representados na Figura 3.12, observe-se que o t varia em relação ao Fn_{∇} em altas velocidades, diferente do regime de deslocamento.

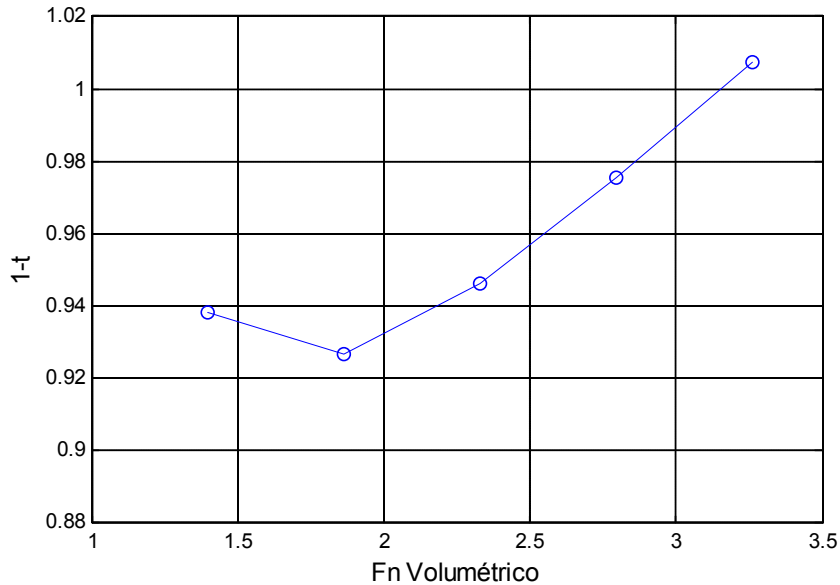


Figura 3.12. Variação do coeficiente de redução de empuxo em relação ao número de Froude volumétrico [13].

Realizando-se uma análise de regressão com os dados mostrados na Figura 3.12 é obtida a Equação (3.40) que representa a dependência do t em relação ao Fn_{∇} . Esta formulação tem um alto grau de precisão, apresentando um $R^2 = 0,999$.

$$1 - t = 1,279 - 0,472 \cdot Fn_{\nabla} + 0,196 \cdot Fn_{\nabla}^2 - 0,023 \cdot Fn_{\nabla}^3 \quad (3.40)$$

Como foi mencionado anteriormente este coeficiente é um parâmetro hidrodinâmico, por conseguinte, dependerá da forma geométrica do casco devido à alteração do fluxo pela presença do casco. Isto é refletido na Equação (3.39). Repara-se, uma dependência linear do t em relação ao C_b nesta formulação. Gráficamente, esta dependência linear é apresentada na Figura 3.13.

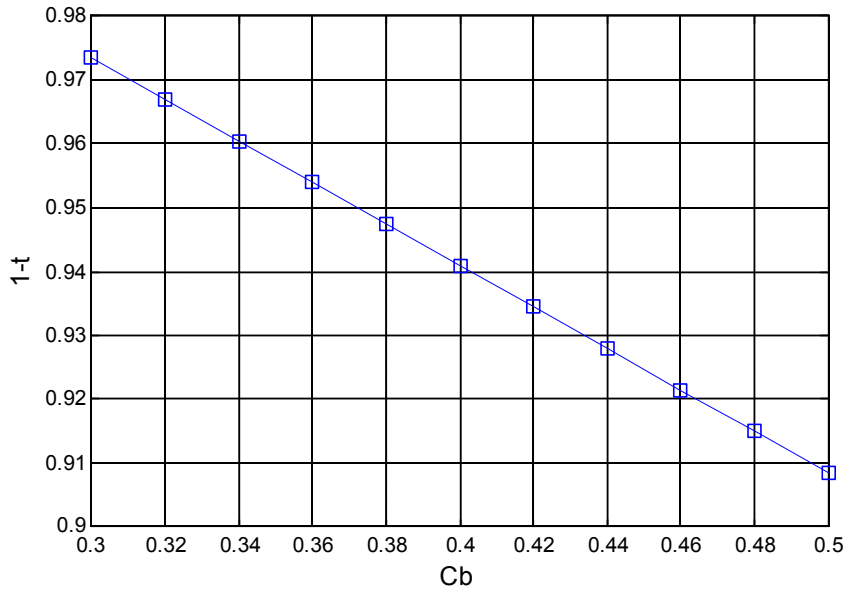


Figura 3.13. Variação do coeficiente de redução de empuxo em função do coeficiente de bloco.

Esta Figura foi obtida utilizando-se a Equação (3.39).

Através de uma análise por regressão com os dados da Figura 3.13, a relação entre t e C_b é representada matematicamente pela Equação (3.41). Esta equação possui um $R^2 = 1,0$, validando o modelo proposto.

$$1 - t = 1,071 - 0,325 \cdot C_b \quad (3.41)$$

Portanto, a partir das Equações (3.40) e (3.41), propõe-se uma formulação para estimar o coeficiente de redução de empuxo para embarcações planadoras com dois propulsores em altas velocidades.

$$1 - t = \sqrt{(1,071 - 0,325 \cdot C_b) \cdot (1,279 - 0,472 \cdot Fn_{\nabla} + 0,196 \cdot Fn_{\nabla}^2 - 0,023 \cdot Fn_{\nabla}^3)} \quad (3.42)$$

A Equação (3.42) é aplicável para $1,20 \leq Fn_{\nabla} \leq 3,50$.

3.2.3 Efeitos do fluxo oblíquo no propulsor

As embarcações de alta velocidade propelidas por um sistema convencional são caracterizados por ter o eixo de propulsão inclinado. A inclinação do eixo evita problemas de desempenho que são causados pela falta de profundidade no propulsor (cavitação, ventilação, *etc.*).

Por outro lado, à inclinação do eixo se somará a variação do ângulo de trim, característico deste tipo de embarcações, gerando um fluxo oblíquo no propulsor. Na seção 3.1 foi visto que o ângulo de trim está relacionado com a velocidade da embarcação, portanto, o efeito do fluxo oblíquo no propulsor também varia em função da velocidade (F_n).

Devido a este fenômeno, nem todo o empuxo gerado pelo propulsor é utilizado para vencer à resistência ao avanço. Outra parcela do empuxo é aproveitada para sustentar à embarcação. Note-se, na Figura 3.8, a diferença de direções entre o vetor de empuxo e o vetor de resistência, portanto, para conhecer quanto do empuxo gerado pelo propulsor é empregado para vencer à resistência, torna-se necessário realizar uma decomposição trigonométrica.

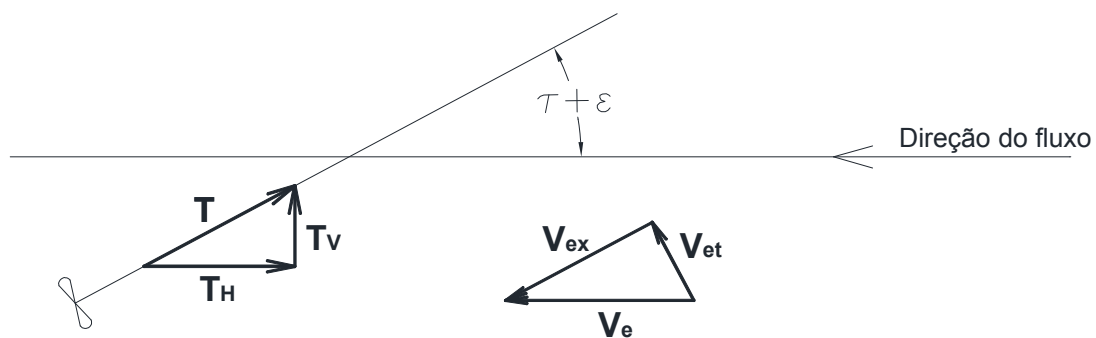


Figura 3.14. Diagrama vetorial do empuxo (T) e da velocidade de avanço do propulsor (V_a).

Partindo-se da Figura 3.14, expressões para as componentes vertical e horizontal do empuxo podem ser estabelecidos como segue:

- Componente vertical do empuxo: $T_V = T \cdot \sin(\tau + \epsilon)$, e
- Componente horizontal do empuxo: $T_H = T \cdot \cos(\tau + \epsilon)$.

onde, a componente horizontal é responsável pela movimentação da embarcação. Logo, aplicando-se a Equação (3.38),

$$T = \frac{R_T}{(1 - t) \cdot \cos(\tau + \varepsilon)} \quad (3.43)$$

Segundo a Equação (3.43), o empuxo tem que se superdimensionar por causa do fator $\cos(\tau + \varepsilon)$. Isto devido à inclinação do eixo e o trim, fatores característicos deste tipo de embarcações.

Para embarcações com mais de um propulsor, a Equação (3.44) abaixo representa o empuxo para cada sistema de propulsão, sendo N_p o número de propulsores.

$$T_s = \frac{R_T}{N_p \cdot (1 - t) \cdot \cos(\tau + \varepsilon)} \quad (3.44)$$

Por outro lado, a condição de operação do propulsor também é afetada pelo fluxo oblíquo, especificamente porque apenas uma parcela da velocidade de esteira é aproveitada pelo propulsor, diminuindo o desempenho.

Para conhecer o fluxo aproveitado pelo propulsor, uma decomposição vetorial, baseando-se na Figura 3.14, é realizada. As expressões para as componentes da velocidade de esteira são:

- Componente axial da velocidade de esteira: $V_{ex} = V_e \cdot \cos(\tau + \varepsilon)$, e
- Componente transversal da velocidade de esteira: $V_{et} = V_e \cdot \sin(\tau + \varepsilon)$.

A componente transversal (V_{et}), se o propulsor gira em sentido horário visto de ré, acrescenta a velocidade do fluxo no perfil da pá no lado de boreste, mas, diminuirá a velocidade no lado de bombordo. A variação destas velocidades produzirá maior empuxo no lado direito do propulsor do que no lado esquerdo, mudando o centro de aplicação do empuxo para o lado direito, Figura 3.15.

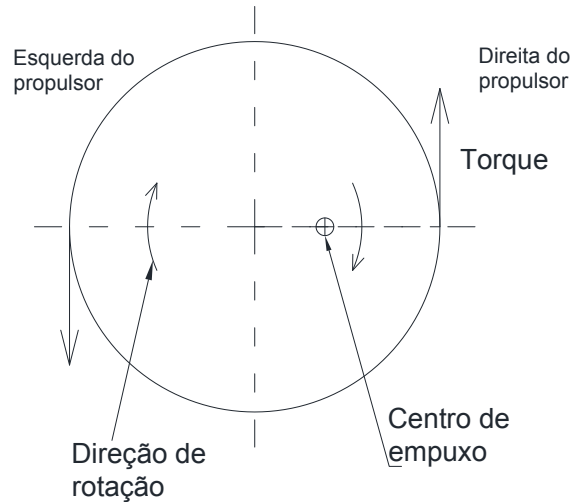


Figura 3.15. Efeitos na localização do empuxo devido à velocidade tangencial V_{at} .

Por outro lado, a velocidade aproveitada pelo propulsor, em outros termos a velocidade de avanço do propulsor (V_a), é a componente axial V_{ex} . Utilizando-se a Equação (3.33), V_a é expressa como:

$$V_a = V_s \cdot (1 - w_e) \cdot \cos(\tau + \varepsilon) \quad (3.45)$$

Pode-se entender, da Equação (3.45), que, nas embarcações de alta velocidade com eixo inclinado, o propulsor dispõe de um menor fluxo axial (no eixo) diferentemente das embarcações de deslocamento, afetando o desempenho do propulsor. Além disso, a diferença do empuxo, esta formulação pode ser utilizada para embarcações com mais de um sistema de propulsão.

Outro fator referente à interação casco-propulsor é a eficiência do casco (η_H). Este parâmetro relaciona a energia requerida pela embarcação para seu deslocamento (EHP) e a energia fornecida pelo sistema propulsivo (THP), como na equação:

$$\eta_H = \frac{EHP}{THP} = \frac{R_T \cdot V_s}{T \cdot V_a} \quad (3.46)$$

Em um sistema de propulsão convencional sem inclinação do eixo, a eficiência do casco é:

$$\eta_H = \frac{1 - t}{1 - w_e} \quad (3.47)$$

Utilizando-se as Equações (3.43) e (3.45) na Equação (3.46), obtêm-se a eficiência do casco nos sistemas com eixo inclinado:

$$\eta_H = \frac{R_T \cdot V_S}{\frac{R_T}{(1-t) \cdot \cos(\tau + \varepsilon)} \cdot V_S \cdot (1 - w_e) \cdot \cos(\tau + \varepsilon)} = \frac{1 - t}{1 - w_e} \quad (3.48)$$

Em conclusão, embora a inclinação do eixo afete o desempenho do propulsor devido à redução da velocidade de avanço e à maior demanda de empuxo, este não afeta a eficiência do casco η_H .

3.3 Desempenho do sistema de propulsão

Os principais componentes do sistema propulsivo convencional são o motor e o propulsor devido à capacidade destes fornecerem e demandarem potência, respectivamente. A caixa redutora, o eixo propulsor e os elementos de acoplamento também são parte deste sistema, no entanto, eles cumprem uma função de transmissão de potência. Por esse motivo, o objetivo de otimizar um sistema de propulsão é a obtenção de uma melhor integração das características e rendimentos do propulsor e do motor.

A otimização do sistema permitirá que, na fase de projeto, o projetista escolha a melhor combinação propulsor-motor. Também, permite melhorar o desempenho propulsivo da embarcação quando esta já está em operação. Normalmente, esta análise é focada no propulsor por ser mais barata o seu reparo ou substituição. No caso das embarcações em operação, é requerida previamente uma análise de desempenho para identificar o problema e encontrar uma solução melhor e mais viável economicamente. A eficiência propulsiva (η_T), Equação (3.49), é o fator que permitirá determinar se o sistema propulsivo instalado ou selecionado (nas fases preliminares de projeto) é o melhor, ou seja, de maior de eficiência dentre outros sistemas possíveis.

$$\eta_T = \eta_o \cdot \eta_{rr} \cdot \eta_H \cdot \eta_s = \frac{EHP}{BHP} \quad (3.49)$$

onde,

- η_o - eficiência do propulsor em águas abertas.

- η_{rr} - eficiência rotativa do propulsor.
- η_s - eficiência de transmissão, que compreende as perdas no eixo e na caixa redutora.

É importante entender que o propulsor é quem controla a quantidade de potência a ser fornecida pelo motor (BHP). Um propulsor com adequada geometria aproveita eficientemente a potência fornecida pelo motor. A potência transmitida ao propulsor (DHP) é recebida pelo propulsor em forma de torque (Q_p) e rotação (n_p), transformando a potência DHP em potência de empuxo (THP) que serve para o deslocamento da embarcação. A potência THP será transmitida à embarcação como empuxo (T) e velocidade (V_a). A Equação (3.51) indica que a potência THP é destinada para produzir maior empuxo ou velocidade, dependendo da missão da embarcação. No caso das embarcações de alta velocidade, o propulsor deve transmitir a potência THP de modo que gere mais velocidade, minimizando o empuxo.

$$DHP = 2 \cdot \pi \cdot n_p \cdot Q_p \quad (3.50)$$

$$THP = T \cdot V_a \quad (3.51)$$

$$BHP = Q_M \cdot n_M \quad (3.52)$$

A Equação (3.50) indica que, segundo as características do propulsor, este demanda maior torque ou rotação. Dependendo do caso (maior torque ou rotação) é selecionada uma caixa redutora que relacione o torque e a rotação do motor (Q_M e n_M respectivamente) com o torque e a rotação fornecida ao propulsor (Q_p e n_p , respectivamente).

A grande influência do propulsor no sistema propulsivo determina a importância de se conhecer o comportamento do propulsor e estabelecer expressões que permitam determinar quanto de potência precisa o propulsor para deslocar a embarcação na velocidade desejada ou projetada.

3.3.1 Desempenho do propulsor

O fator mais importante a se determinar no desempenho do propulsor é a relação entre a potência adquirida (DHP) e a fornecida (THP) por ele. Esta relação é representada pela eficiência do propulsor η_P , Equação (3.53). O propulsor ótimo é aquele que apresente a maior eficiência nas condições de serviço da embarcação.

$$\eta_P = \eta_o \cdot \eta_{rr} = \frac{THP}{DHP} = \frac{T \cdot V_a}{2 \cdot \pi \cdot n_P \cdot Q_P} \quad (3.53)$$

As características geométricas do propulsor ótimo dependem da velocidade na qual está operando a embarcação. O principal fator geométrico a ser definido no propulsor é o diâmetro (D). Maiores eficiências são atingidas com o aumento do diâmetro. Porém, este fator estará limitado por restrições de operação (calado e trim), de espaço (distância entre o propulsor e o casco) e de vibração. Na seção 3.1 foi visto que as condições operacionais (calado e trim) variam em relação à velocidade da embarcação, influenciando na determinação do diâmetro máximo. Além disso, quanto maior seja a margem entre a superfície livre e o contorno do propulsor, menos exposto está o propulsor à emersão. Como conclusão, o diâmetro ótimo será o diâmetro máximo.

Segundo L. Pinto [2], para um diâmetro definido, um propulsor com menor número de pás (z) e menor razão de áreas ($BAR = A_E/A_O$) tem uma maior eficiência devido à menor área de contato entre o propulsor e a água, que é a responsável pelas perdas por arraste friccional, quando mantidos constantes os demais parâmetros. Adicionalmente, a referência [2] indica que quanto menor a rotação do propulsor (n_P), o diâmetro máximo pode ser aumentado, incrementando-se a eficiência. Esta condição é difícil de ser atingida nas embarcações de alta velocidade porque seu sistema propulsivo opera com altas rotações.

Observamos, pelo exposto, que a eficiência do propulsor está relacionada com suas características geométricas (z , D e BAR), a rotação e a velocidade de operação.

Existem estudos de séries sistemáticas de propulsores que relacionam o desempenho do propulsor com os parâmetros mencionados. Entre as séries mais empregadas nas embarcações de alta velocidade estão a série Gawn e a série B (ver seção 2.2), sendo a série B a menos usada neste tipo de embarcações. Nas referências [24] e [26] são apresentadas as curvas de desempenho e as equações, de cada curva, desenvolvidas para a série B e a série Gawn em águas abertas (sem presença do casco), respectivamente. Estas formulações e curvas permitem conhecer o desempenho do propulsor. Similar à eficiência, o empuxo e o torque também estão associados aos parâmetros geométricos, à rotação e à velocidade nestas séries, sendo

$$T = K_T \cdot \rho \cdot n_p^2 \cdot D^4 \quad (3.54)$$

e

$$Q_P = K_Q \cdot \rho \cdot n_p^2 \cdot D^5 \quad (3.55)$$

onde,

- K_T - coeficiente de empuxo e
- K_Q - coeficiente de torque.
- ρ é a densidade da água.

Estes coeficientes (K_T e K_Q) estão em função do z , do passo (P), do D , da BAR , da n_p e da V_a . Portanto, o torque pode ser dado por:

$$T = f(\text{geometria propulsor}, V_a, n_p) \quad (3.56)$$

Das Equações (3.53), (3.54) e (3.55) a eficiência do propulsor em águas abertas, nestas séries, é estabelecida como:

$$\eta_o = \frac{J \cdot K_T}{2 \cdot \pi \cdot K_Q} \quad (3.57)$$

onde,

- $J = \frac{V_a}{n_p \cdot D}$, é o coeficiente de avanço do propulsor.

a) Série B (Wageningen)

A Série B é a série mais empregada na indústria naval. Comumente, estes tipos de propulsores são instalados em embarcações de deslocamento, e.g. barcos porta-

contentor, tanque, petroleiro, rebocador, *etc.* Porém, algumas embarcações de alta velocidade utilizam este tipo de propulsores quando a velocidade não excede os 25 nós, porque em velocidades maiores o risco de cavitação aumenta, afetando consideravelmente o seu desempenho ([3], [29]). Uma pá típica desta série é mostrada na Figura 3.16.

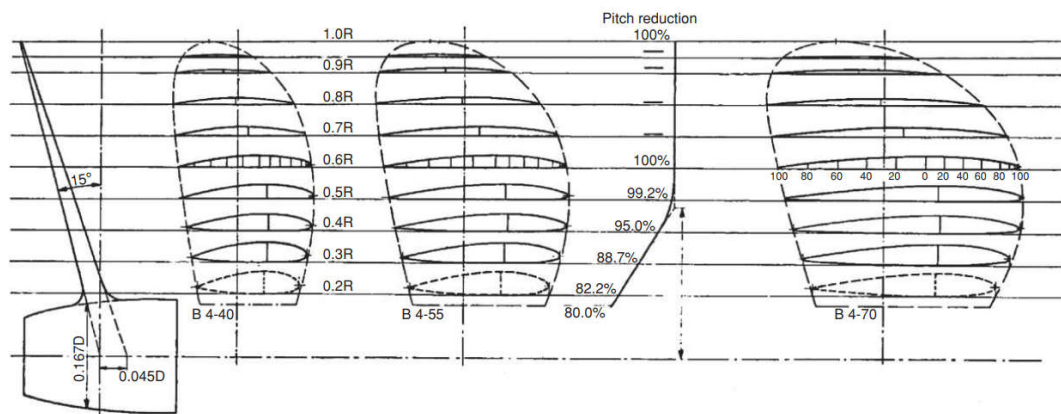


Figura 3.16. Pá típica da série B. $BAR = 0,40$ e $z = 4$ [22].

Nesta série foram desenvolvidos propulsores que possuem:

- $0,30 \leq BAR \leq 1,05$,
- $2 \leq z \leq 7$ e
- $0,60 \leq P/D \leq 1,40$.

Testes em águas abertas foram realizadas em cada propulsor para se obter suas curvas de desempenho segundo as características geométricas do propulsor [24]. Na Figura 3.17, apresenta-se uma curva de desempenho típica desta série, onde, na coordenada x está o J e na coordenada y determinam-se η_o , K_T e K_Q .

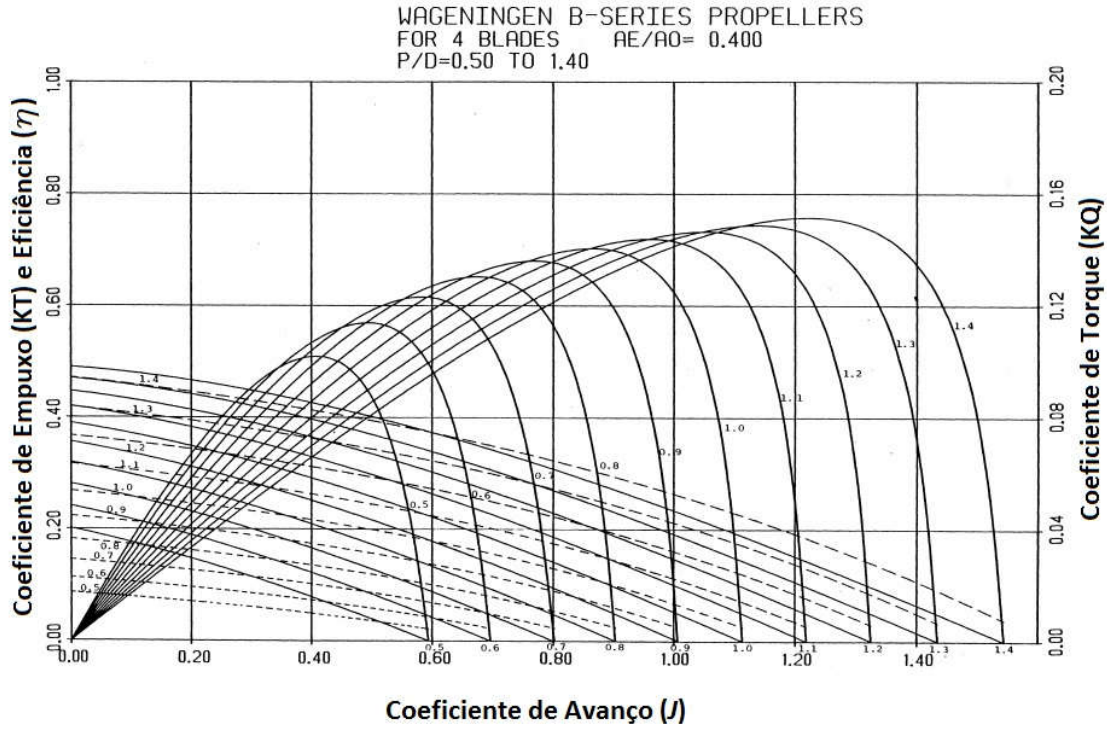


Figura 3.17. Curva de desempenho típica da série B para propulsores com $BAR = 0,40$ e $z = 4$ [24].

Além disso, foi realizada uma análise de regressão com os dados obtidos nos testes experimentais, obtendo-se formulações polinomiais que descrevem o K_T e o K_Q , apresentadas nas seguintes equações:

$$K_T = \sum_{n=1}^{39} C_n \cdot (J)^{s_n} \cdot (P/D)^{t_n} \cdot (BAR)^{u_n} \cdot (z)^{v_n} \quad (3.58)$$

$$K_Q = \sum_{n=1}^{47} C_n \cdot (J)^{s_n} \cdot (P/D)^{t_n} \cdot (BAR)^{u_n} \cdot (z)^{v_n} \quad (3.59)$$

Nas Equações (3.58) e (3.59), C_n , s_n , t_n , u_n e v_n são coeficientes polinomiais, cujos valores são apresentados na Tabela B.1.

Quando o valor do que $R_n \geq 2 \cdot 10^6$, o K_T e o K_Q são corrigidos devido ao aumento da turbulência na pá. Porém, segundo a referência [2], esta correção gera apenas uma variação de até 2% da eficiência calculada sem a variação.

b) Série Gawn

Os propulsores da Série Gawn são recomendados para embarcações de alta velocidade (*e.g. ferries, warships, embarcações patrulha, pilot boat, etc.*) devido ao baixo risco de cavitação que apresenta este tipo de propulsores. Segundo D. Radojicic *et al.* [26], as pás deste tipo de propulsores são simples de fabricar, de reparar e tem um bom comportamento operacional em condições de cavitação. Uma pá típica desta série é mostrada na Figura 3.16.

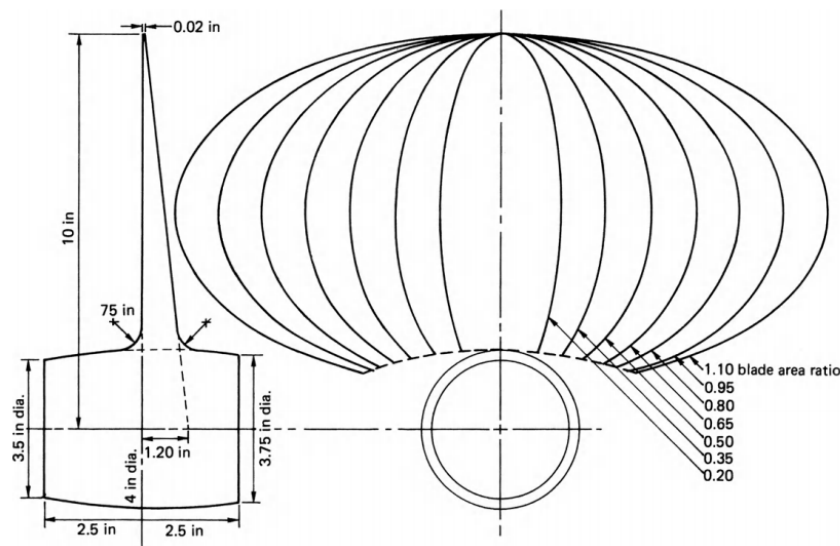


Figura 3.18. Pá típica da série Gawn [23].

Os propulsores desta série têm entre três e quatro pás. Também, apresentam as seguintes características:

- $0,20 \leq BAR \leq 1,10$ e
- $0,40 \leq P/D \leq 2,00$

Analogamente à Série B, os modelos desta série foram avaliadas em águas abertas, obtendo-se suas curvas de desempenho similares. No entanto, os testes também foram realizados em altas rotações num túnel de cavitação para avaliar o efeito da cavitação [23]. Curvas de desempenho típica desta série é mostrada na Figura 3.19, onde, na coordenada x está o J e na coordenada y determinam-se η_o , K_T e K_Q .

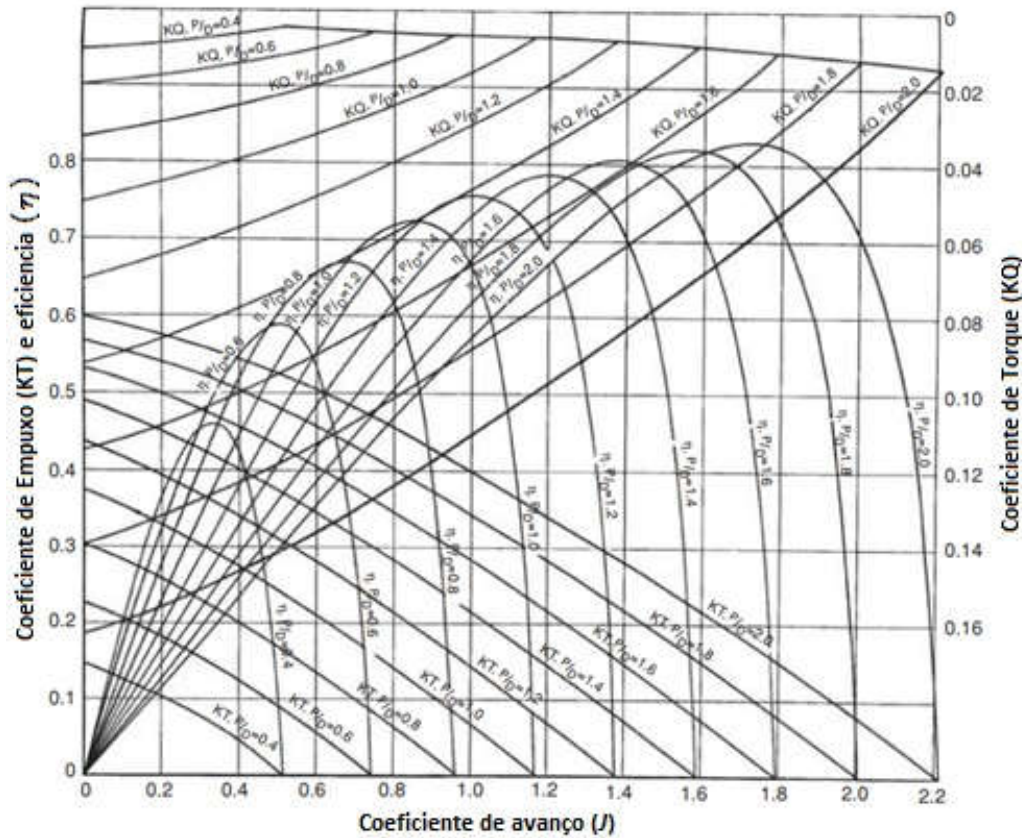


Figura 3.19. Curvas de desempenho típica da série Gawn para propulsores com $BAR = 0,35$ e $z = 3$ [24].

Pesquisadores desenvolveram seus próprios modelos matemáticos para descrever o K_T e o K_Q das curvas de desempenho, sendo, o modelo de D. Blount e E. Hubble [27], o mais confiável (Seção 2.2). As formulações apresentadas pelos autores para determinar o K_T e o K_Q tem o mesmo formato que as Equações (3.58) e (3.59) respectivamente, no entanto, os valores dos coeficientes são diferentes. A Tabela B.2 mostra os valores dos coeficientes polinomiais desta série.

c) Determinação da potência requerida pelo propulsor (DHP)

Matematicamente, o propulsor pode ser considerado como uma função que, segundo suas características geométricas, fornece o empuxo requerido para deslocar a embarcação, em uma determinada velocidade, empregando a velocidade V_a e a rotação n_p como dado de entrada, ver Equação (3.56).

Não obstante, no momento de avaliar a potência gerada pelo motor ou selecionar um sistema de propulsão gera-se um caso inverso ao definido pela Equação(3.56). Em outros termos, a partir do dado de saída da função, calcular um ou mais dados de entrada. Da Equação (3.56), o dado de entrada que esta relacionado com a potência BHP é a rotação. Portanto, solucionar a Equação (3.60) torna-se necessário para responder a esta pergunta.

$$n_p = f(\text{geometria propulsor}, Va, T) \quad (3.60)$$

Para um propulsor da série B, as formulações que relacionam as variáveis da Equação (3.60) são as Equações (3.54) e (3.58), obtendo-se:

$$K_T = \frac{T}{\rho * n_p^2 * D^4} = \sum_{n=1}^{39} C_n \cdot (J)^{s_n} \cdot (P/D)^{t_n} \cdot (BAR)^{u_n} \cdot (Z)^{v_n} \quad (3.61)$$

Fixando n_p como única variável dependente, a Equação (3.57) pode ser expressa como:

$$U \cdot \frac{1}{n_p^2} = \sum_{n=1}^{39} V_n \cdot \left(\frac{1}{n_p}\right)^{s_n} \quad (3.62)$$

onde,

$$U = \frac{T}{\rho * D^4} \quad (3.63)$$

e

$$V_n = C_n \cdot \left(\frac{V_a}{D}\right)^{s_n} \cdot (P/D)^{t_n} \cdot (BAR)^{u_n} \cdot (Z)^{v_n} \quad (3.64)$$

Da Tabela B.1, o coeficiente s_n tem valores inteiros entre 0 e 3, indicando que a Equação (3.62) é um polinômio de terceiro grau em $1/n_p$. Em consequência, desenvolvendo-se o polinômio da Equação (3.62) e substituindo o termo U/n_p^2 no segundo membro da equação, a formulação abaixo é obtida.

$$0 = \alpha \cdot \left(\frac{V_a}{D}\right)^3 \cdot \left(\frac{1}{n_p}\right)^3 + \left[\beta \cdot \left(\frac{V_a}{D}\right)^2 - U \right] \cdot \left(\frac{1}{n_p}\right)^2 + \gamma \cdot \frac{V_a}{D} \cdot \frac{1}{n_p} + \theta \quad (3.65)$$

onde,

- α - soma dos coeficientes de $(J)^3$,

- β - soma dos coeficientes de $(J)^2$,
- γ - soma dos coeficientes de J e
- θ - soma dos coeficientes independentes.

A solução da Equação (3.65) fornece quatro valores para $1/n_p$. Por outro lado, cada curva de desempenho do propulsor tem um limite superior para o J (ver Figuras 3.17 e 3.19), sendo zero o limite inferior. Desse modo, o valor de n_p que fornece um J dentro dos limites da curva de desempenho, é a rotação requerida pelo propulsor.

Com o valor de rotação e utilizando-se as Equações (3.55) e (3.59), obtém-se o torque requerido pelo propulsor e, conseqüentemente a potência DHP, com a Equação (3.50). Adicionalmente, da Equação (3.57), a eficiência em águas abertas do propulsor é calculada.

Foi visto na seção 3.2 que a presença do casco altera o fluxo que entra no propulsor, por causa disso, a eficiência real do propulsor será menor que sua eficiência em águas abertas. Dessa forma, a eficiência η_o será corrigida empregando-se a eficiência rotativa relativa η_{rr} , Equação (3.53). Segundo J. Hadler [28], os valores para a η_{rr} estão normalmente entre 0,97 e 1,05 para embarcações de alta velocidade com eixo inclinado. Esta eficiência depende de vários parâmetros, sendo o diâmetro do propulsor, o passo e a forma do casco os de maior influência neste fator [22].

Hadler também menciona que as perdas na transmissão estão entre 1% e 2,5% do BHP ($0,975 \leq \eta_s \leq 0,99$). Deste modo, a potência fornecida pelo motor é estimada aplicando-se a equação:

$$BHP = \frac{DHP}{\eta_s} \quad (3.66)$$

3.3.2 Cavitação no propulsor

As condições críticas (altas velocidades, flutuação de pressões e variação de calado e trim) nas quais o propulsor, nas embarcações de alta velocidade, está sujeito, produz a necessidade de se analisar os níveis de cavitação nos propulsores destes tipos de

embarcações. Na seção anterior foi estabelecido que o desempenho do propulsor depende de suas características geométricas e vice-versa. Em outras palavras, as características geométricas ou restrição de alguns parâmetros do propulsor estão em função do desempenho do propulsor. Não obstante, as características geométricas do propulsor também são restringidas com o objetivo de se evitar altos níveis de cavitação, diminuindo as perdas no desempenho do propulsor.

Do ponto de vista físico, a cavitação é o fenômeno que ocorre quando a pressão em alguma seção (ou algum ponto) da pá decresce até ficar igual ou menor que a pressão de vapor da água (p_v), transformando o fluido, nesta seção, em vapor. O vapor gerado percorre por outras áreas do fluido em forma de bolhas. Quando as bolhas passam por regiões de maior pressão, estas colapsam e implodem [23].

A formação de vapor e colapso das bolhas alteram o fluxo ao longo da superfície da pá, modificando também as propriedades do perfil efetivo da pá. Em consequência, o empuxo e o torque sofrem reduções e a eficiência diminui. Adicionalmente, o colapso das bolhas gera erosões na pá e no casco (em caso o casco esteja bem próximo ao propulsor), causando danos na estrutura. Por outro lado, as variações no fluxo, causadas pelo efeito da cavitação, produz vibrações na estrutura da pá e na região de popa do casco, podendo gerar trincas. Um propulsor com adequadas características geométricas pode evitar estes efeitos.

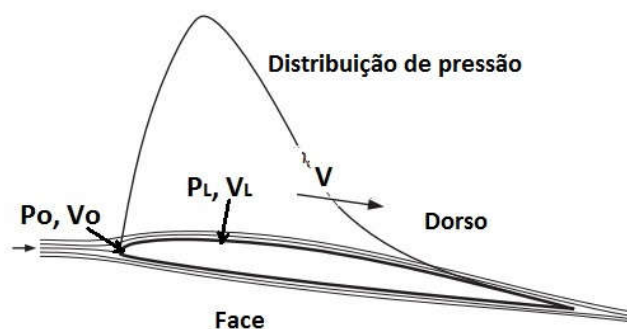


Figura 3.20. Distribuição da pressão e do fluido em uma seção de pá [22].

Analisando-se a seção de pá da Figura 3.20, observa-se que a diminuição da pressão ocorre no dorso da pá, atingindo o pico mínimo na região de maior espessura.

Conforme mencionado acima, para evitar a cavitação, a pressão em qualquer ponto desta seção deve ser maior do que a pressão de vapor, logo:

$$p_L \geq p_v \quad (3.67)$$

Utilizando-se como referência a pressão estática (p_o) para estimar a pressão por carga estática ($p_o - p_v$) e comparando estas magnitudes com a pressão da carga dinâmica (q), obtemos:

$$\frac{p_o - p_L}{q} \leq \frac{p_o - p_v}{q} \quad (3.68)$$

onde,

- p_v depende da temperatura da água. Valores desta pressão para cada temperatura são encontradas na referência [3],
- $q = 0,5 \cdot \rho \cdot V_R^2$ e
- V_R - velocidade média do fluido no entorno da seção da pá, também chamada de velocidade relativa.

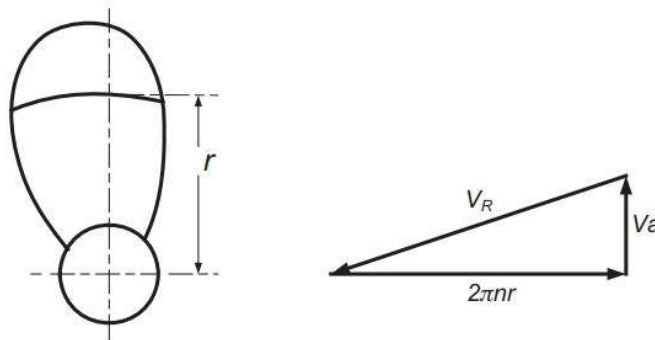


Figura 3.21. Velocidade relativa a uma seção de pá [22].

Da Figura 3.21, a velocidade relativa é a resultante vetorial da velocidade de avanço do propulsor e da velocidade rotacional a uma determinada distância do centro do propulsor (raio, r). Desta forma, para uma seção de pá, a velocidade relativa pode ser expressa como:

$$V_R = \sqrt{V_a^2 + (2 \cdot \pi \cdot n \cdot r)^2} \quad (3.69)$$

A pressão estática em cada seção da pá (p_o), independentemente do raio, será calculada no centro do propulsor. Em outros termos, na linha do eixo, é a soma da

pressão atmosférica (p_{Atm}) com a pressão hidrostática no centro do propulsor ($\rho \cdot g \cdot H_{Prop}$) [23], dada por:

$$p_o = p_{Atm} + \rho \cdot g \cdot h_{Prop} \quad (3.70)$$

O primeiro membro da desigualdade, na Equação (3.68), é conhecido como coeficiente de distribuição de pressão ($\Delta p/q$), e o segundo membro é chamado de número de cavitação (σ). Portanto, quanto maior número de cavitação, menor o risco de cavitação na seção da pá.

$$\frac{\Delta p}{q} \leq \sigma \quad (3.71)$$

Não obstante, avaliar a cavitação do propulsor por seção de pá é um processo demasiado tedioso, que pode envolver uma análise por elementos finitos ou diferenças finitas. Para uma análise prática da cavitação no propulsor é recomendável utilizar-se valores médios do número de cavitação e do coeficiente de distribuição de pressão.

O valor médio do número de cavitação no propulsor (σ_o) pode ser determinado empregando a pressão dinâmica média, calculando-se a velocidade relativa da seção localizada a $0,7 \cdot r$. Desse modo, a Equação (3.69) aplicada ao propulsor será:

$$V_R = \sqrt{V_a^2 + (0,7 \cdot \pi \cdot D \cdot n)^2} \quad (3.72)$$

Similar à seção de pá, a pressão estática média no propulsor é calculada no centro dele.

O termo Δp médio representa a diferença de pressões entre o bordo de ataque da pá e o dorso da mesma. Assumindo-se que a pressão no bordo de ataque é igual à pressão na face da pá, o termo Δp pode ser expressado como:

$$\Delta p = \frac{T}{A_p} \quad (3.73)$$

onde, A_p é área projetada do propulsor, Figura 3.22. Da Equação (3.73), obtém-se que

$$\tau_o = \frac{\Delta p}{q} = \frac{T}{0,5 \cdot \rho \cdot V_R^2 A_p} \quad (3.74)$$

onde, o termo τ_o é conhecido como coeficiente de carga de empuxo.

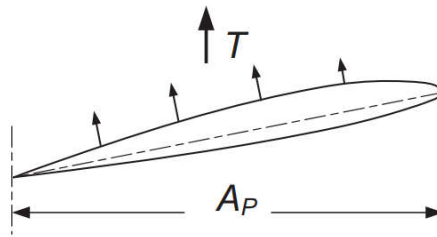


Figura 3.22. Pressão média no propulsor [22].

Para se estimar a A_p , L. Burrill [42] estabeleceu uma relação empírica entre a A_p e a A_E , conforme abaixo:

$$A_p = A_E \cdot (1,067 - 0,229 \cdot (P/D)) \quad (3.75)$$

Em conclusão, para evitar a cavitação no propulsor, a seguinte condição deve ser cumprida:

$$\tau_o \leq \sigma_o \quad (3.76)$$

Porém, devido ao cálculo dos valores médios do τ_o e de σ no propulsor, surgem áreas de pá onde o fenômeno da cavitação está presente quando a condição é extrema nesta desigualdade ($\tau_o \approx \sigma_o$), sendo crítico quando $\tau_o = \sigma_o = \tau_c$. A porcentagem da área de pá que está sujeita à cavitação depende de fatores geométricos, tais como a forma da pá, que varia em cada tipo (ou série) de propulsor.

Com o objetivo de se estabelecer restrições para cada tipo de embarcação e diminuir o risco de danos por cavitação, L. Burrill e Emmerson [23] desenvolveram um diagrama, chamado de diagrama de Burrill (Figura 3.23) para verificar se o propulsor está dentro dos limites de cavitação permitidos, baseando-se no τ_c e no σ_o .

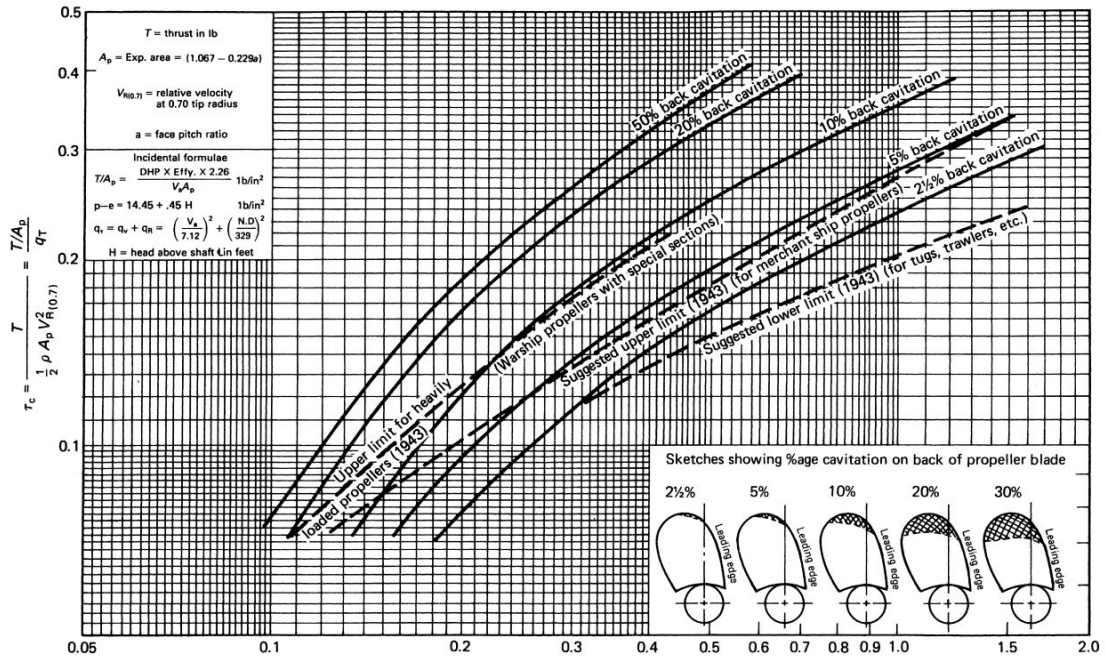


Figura 3.23. Diagrama de Burrill [23].

O gráfico da Figura 3.23 foi produto de testes realizados em águas abertas com vários propulsores em um túnel de cavitação. Cada curva do diagrama representa o limite de cavitação para diferentes tipos de embarcações. No caso das embarcações de alta velocidade, o limite utilizado é a curva de 10% de cavitação ou a curva para propulsores de barcos de guerra (*warship propellers with special sections*) [22].

Para fins práticos, foi realizada uma análise de regressão com os limites de cavitação para embarcações de alta velocidade, resultando:

$$\tau_c = 0,43(\sigma_o - 0,02)^{0,71} \quad (3.77)$$

para propulsores de barcos de guerra, e

$$\tau_c = 0,1427 \cdot \ln(\sigma_o) + 0,3526 \quad (3.78)$$

para uma cavitação máxima de 10%.

Segundo A. Molland *et al.* [22], a diminuição o decomposição do empuxo, por efeito da cavitação, não aparecerá até que a cavitação desenvolvida no dorso da pá seja de 10%, aproximadamente.

a) Profundidade do propulsor

Na Equação (3.70), nota-se que a cavitação no propulsor depende da sua profundidade. Quanto maior a profundidade do propulsor, menor é o risco de cavitação. No caso dos embarcações de deslocamento, segundo a Figura 3.24, devido à geração de ondas em baixas velocidades, a profundidade do propulsor (h_{prop}) é calculada através da seguinte formulação:

$$h_{prop} = \zeta + H_o \quad (3.79)$$

onde, ζ é a amplitude de onda e H_o a profundidade do propulsor na condição inicial ($V_S = 0$).

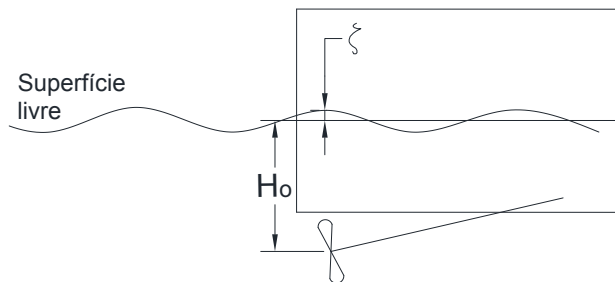


Figura 3.24. Posicionamento do propulsor no regime de deslocamento.

No caso das embarcações de altas velocidades, como foi visto na seção 3.1, a profundidade do propulsor varia em cada condição de operação (velocidade atingida) devido aos efeitos de planeio que geram variações no calado e no ângulo de trim.

A Figura 3.25 mostra um casco planador com popa espelho em uma determinada condição de operação, com um ângulo de trim τ e um calado específico. A combinação destes parâmetros definem um comprimento de quilha molhada L_K . Realizando-se uma análise geométrica deste gráfico, obtém-se uma formulação para a estimativa da profundidade do propulsor em altas velocidades.

$$h_{prop} = (L_K - e) \cdot \sin \tau - d \cdot \cos \tau \quad (3.80)$$

onde,

- d - diferença entre a profundidade do propulsor e o calado ($H_o - T_M$) quando $V_S = 0$ e
- e - distancia entre a popa (espelho) e o propulsor (ver Figura 3.25).

Adicionalmente, das Equações (3.6) e (3.9), pode-se obter uma formulação para o cálculo de L_K .

$$L_K = b \cdot \lambda + \frac{b}{2 \cdot \pi} \cdot \frac{\tan \beta}{\tan \tau} \quad (3.81)$$

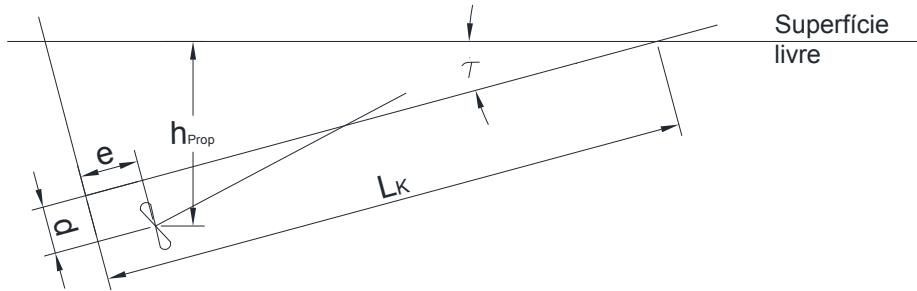


Figura 3.25. Posicionamento do propulsor em altas velocidades

Como a diferença no regime de deslocamento, em altas velocidades, a onda gerada no entorno do casco é mínima (seção 3.1), é possível omitir-se a amplitude de onda no cálculo da profundidade do propulsor.

4 Desenvolvimento do algoritmo

Como foi mencionado no Capítulo 1, um dos objetivos deste trabalho é desenvolver uma ferramenta computacional que permita uma avaliação geral e prática do desempenho do sistema propulsivo das embarcações de alta velocidade (casco planador e de DAV), estimando-se a rotação e a potência BHP requerida pelo propulsor e a cavitação nele. O algoritmo deste programa computacional foi elaborado com o *software* LabVIEW® (Figura 4.1) que, diferentemente de outros *softwares* de programação, utiliza uma linguagem de programação gráfica. Este programa unifica os métodos e as teorias desenvolvidos no Capítulo 3.



Figura 4.1. Software LabVIEW.

Este algoritmo, a partir dos dados geométricos da embarcação e do propulsor (dados de entrada), estima a potência BHP (fornecida pelo motor), a eficiência total (η_T) e a cavitação em relação a uma faixa de velocidades (resultados do algoritmo). Estes resultados são expressos em gráficos que descrevem o comportamento da potência BHP e a eficiência η_T em relação à velocidade, permitindo identificar o comportamento destes fatores no regime de deslocamento ($Fn < 0,40$) e altas velocidades ($Fn \geq 0,40$). Adicionalmente, para verificar o bom desempenho do propulsor, o programa mostra o risco de cavitação do propulsor através de um gráfico.

4.1 Metodologia de cálculo

No caso dos cascos planadores, o método implementado para estimar a resistência no regime de deslocamento é o proposto por Holtrop, limitando sua aplicação até $Fn = 0,40$ ($Q_t = 1,34$). Em altas velocidades ($Fn > 0,40$), uma rotina que lê e processa valores da resistência contéuda em arquivos de texto é implementada. Recomenda-se obter estes valores de resistência mediante um *software* comercial que utilize o método de Savitsky, como o Maxsurf Resistance® [5]. A Figura 4.2 mostra o formato do arquivo que é lido e processado pelo algoritmo. Para estimar a resistência em uma velocidade aleatória, um processamento de cálculo por interpolação é implementado nesta rotina.



Vel(m/s)	Rt (kN)
5,625	11,202
6,250	12,175
6,875	13,089
7,500	13,851
8,125	14,401
8,750	14,732
9,375	14,876
10,000	14,886
10,625	14,813
11,250	14,696
11,875	14,565
12,500	14,441
13,125	14,336
13,750	14,261
14,375	14,218
15,000	14,212
15,625	14,243

Figura 4.2. Formato do arquivo processado pelo algoritmo para estimar a resistência.

Para cascos de DAV, três rotinas foram implementadas. A primeira rotina é baseada na implementação do método de Holtrop, para estimar a resistência na faixa de $Fn_{\nabla} < 1,00$. Na segunda rotina, O método de Mercier-Savitsky foi implementado para estimar a resistência em $1,00 \leq Fn_{\nabla} < 1,80$ através da Equação (3.27). A terceira rotina consiste na implementação do método de Lahtiharju, utilizando-se a Equação (3.32), para velocidades de $1,80 \leq Fn_{\nabla} \leq 3,30$. Pelos motivos apresentados na seção 3.1.2, se o deslocamento do casco é diferente de 100000 lb (ou 45,36 Ton), a resistência calculada com estes dois últimos métodos é corrigida utilizando-se a Equação (3.29).

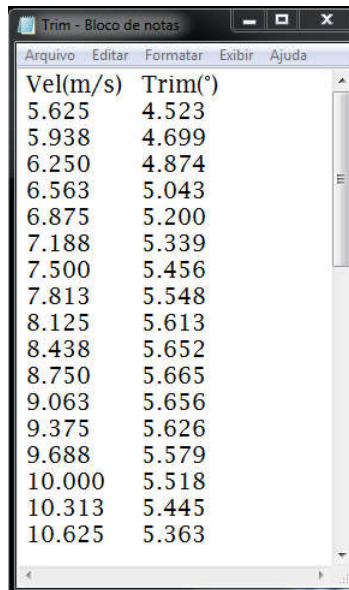
Finalmente, estas três rotinas são implementadas em uma rotina maior que estima a resistência de cascos de DAV em baixas e altas velocidades ($Fn \leq 0,40$ e $Fn > 0,40$ respectivamente).

Este procedimento de cálculo de resistência em cascos DAV implementado no algoritmo está limitado pelas restrições geométricas do método de Lahtiharju devido às maiores restrições apresentadas por este método em relação ao método de Mercier-Savitsky. Portanto, é recomendável utilizar o algoritmo para estimar resistência em cascos DAV que cumpram as seguintes condições (seção 3.1.3):

- $4,49 \leq L/\nabla^{1/3} \leq 6,81$
- $2,73 \leq L/B \leq 5,43$
- $3,75 \leq B/T_M \leq 7,54$
- $0,43 \leq A_T/A_X \leq 0,995$

A partir dos limites da razão $L/\nabla^{1/3}$ e da Equação (3.2), note-se que as embarcações que podem ser avaliadas pelo algoritmo começaram a planar quando o Fn_{∇} seja superior a valores compreendidos entre 0,84 e 1,04 ($Fn \geq 0,40$). Apesar disto, o método de Holtrop é utilizado para $Fn_{\nabla} < 1,00$. Em valores de Fn , o $Fn_{\nabla} = 1,00$ está entre 0,38 e 0,47.

Para estimar o trim dinâmico em altas velocidades nos cascos planadores, semelhante à estimação da resistência, uma rotina que lê e processa arquivos de dados, onde estão os ângulos de trim e suas respectivas velocidades, é implementada. O formato que deve ter o arquivo de dados para ser processado pelo algoritmo é mostrado na Figura 4.3. Para estimar o trim em uma velocidade aleatória, o algoritmo interpola os valores de trim adquiridos. Estes valores podem ser calculados utilizando um *software* como o Maxsurf Resistance [5].



The image shows a screenshot of a Notepad window titled "Trim - Bloco de notas". The window contains a table with two columns: "Vel(m/s)" and "Trim(°)". The data is as follows:

Vel(m/s)	Trim(°)
5.625	4.523
5.938	4.699
6.250	4.874
6.563	5.043
6.875	5.200
7.188	5.339
7.500	5.456
7.813	5.548
8.125	5.613
8.438	5.652
8.750	5.665
9.063	5.656
9.375	5.626
9.688	5.579
10.000	5.518
10.313	5.445
10.625	5.363

Figura 4.3. Formato do arquivo processado pelo algoritmo para estimar o trim dinâmico.

A Figura 4.4 mostra os resultados da resistência estimados pelo programa na forma de gráfico. Este gráfico permite analisar o comportamento da resistência nos regimes de deslocamento, deslocamento de alta velocidade e planeio. Os três regimes são diferenciados segundo a legenda indicada no item 5 da Figura 4.4.

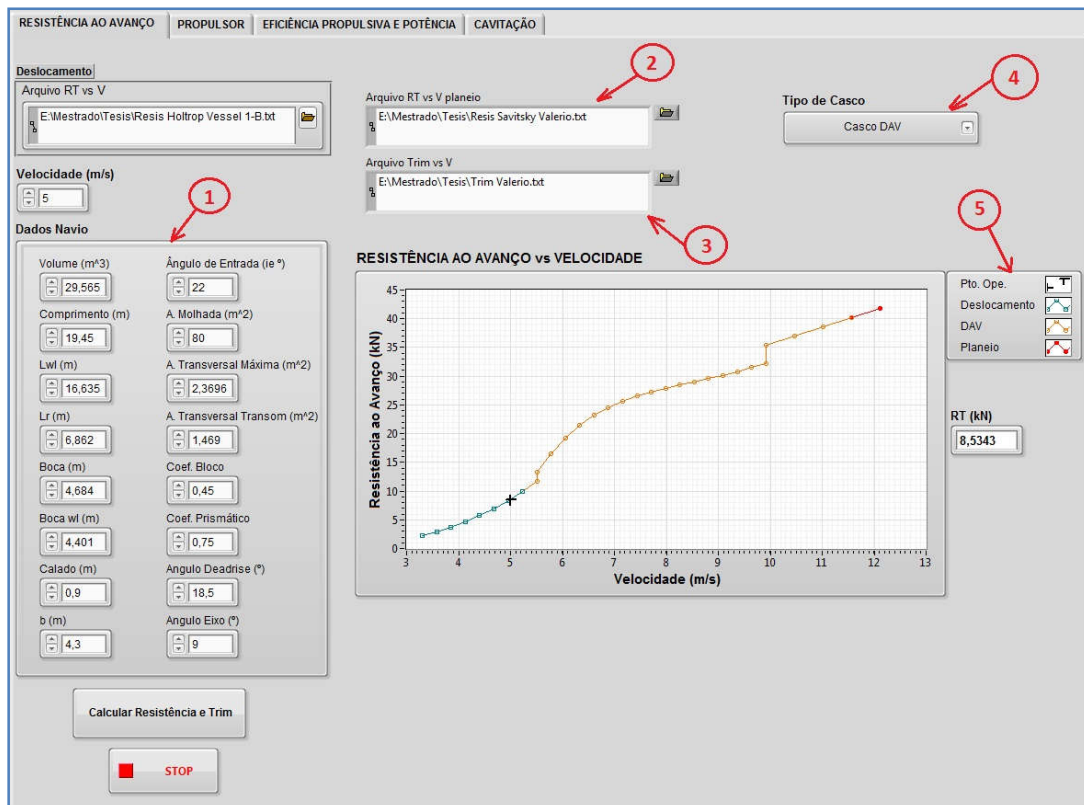


Figura 4.4. Tela de análise da resistência ao avanço. O gráfico e os dados mostrados são apenas um exemplo.

O item 4 da Figura 4.4 mostra o seletor do tipo de casco, onde tem a opção de casco de DAV e casco planador. Dependendo da opção selecionado o algoritmo realiza o processo de cálculo.

Para estimar a resistência em um casco planador utilizando-se o algoritmo, o arquivo de dados que contem os valores da resistência em altas velocidades deve ser inserido no item 2 da Figura 4.4. Além disso, os seguintes parâmetros devem ser inseridos no item 1 da Figura 4.4 para que o algoritmo calcule a resistência do casco planador no regime de deslocamento:

- Comprimento entre perpendiculares.
- Comprimento na linha de água.
- Calado.
- Boca na linha de água.
- Volume.
- Área da popa espelho.
- Centro de carena longitudinal relativo a popa.

- Área transversal máxima.
- Coeficiente prismático.
- Meio ângulo de entrada na linha de água (i_e).
- Coeficiente de bloco.
- Superfície molhada.

Para avaliar a resistência no casco de DAV, o algoritmo realizara o cálculo utilizando os métodos mencionados linhas acima. Os dados geométricos requeridos para esta avaliação são inseridos no item 1 da Figura 4.4.

O arquivo dos dados de trim são inseridos no item 3 da Figura 4.4. A partir destes dados o algoritmo calculará o trim em diferentes velocidades, conforme mencionado anteriormente.

Paralelamente à estimativa da resistência, os coeficientes de esteira e de redução de empuxo são calculados através do método de Holtrop [41] para $Fn_{\nabla} < 1,20$. No entanto, para velocidades maiores ($Fn_{\nabla} \geq 1,20$), as Equações (3.37) e (3.42) são utilizadas para calcular o w e o t , respectivamente. Para que o algoritmo realize este cálculo, além dos dados utilizados no cálculo da resistência por Holtrop, o comprimento total e boca moldada deveram ser inseridos no algoritmo (item 1 da Figura 4.4).

Em seguida, com a resistência calculada, os coeficientes da interação casco-propulsor, o ângulo de trim e o ângulo do eixo utilizados como dados de entrada, o empuxo (T) e a velocidade V_a são calculados, implementando-se as Equações (3.44) e (3.45). A Equação (3.44) utiliza $N_p = 2$ uma vez que este trabalho é focado em embarcações com dois eixos de propulsão. Para este cálculo, o ângulo do eixo deve ser digitado no item 1 da Figura 4.4.

Conforme mencionado no Capítulo 1, os propulsores da série Gawn e B são utilizados neste trabalho. Portanto, uma rotina, que estima a eficiência η_o , a rotação (n_p) e o torque (Q) do propulsor a partir de seus dados geométricos, foi desenvolvida para cada série. Estas duas rotinas empregam a Equação (3.65) para calcular a rotação do propulsor devido aos polinômios característicos das duas séries terem formas

idênticas, variando apenas seus coeficientes. Na sequência, com os parâmetros de desempenho do propulsor (K_T , K_Q - J) já calculados, o torque e a eficiência do propulsor são estimados. Adicionalmente, outra rotina, para estimar η_o , n_P e Q , está implementada para casos onde a série do propulsor seja desconhecida, de forma a se determinarem os valores de, K_T , K_Q - J do propulsor.

A Figura 4.6 mostra o gráfico de desempenho do propulsor junto com seu ponto de operação calculado, onde, as curvas do K_T , do K_Q e da η_o são representados segundo a legenda, indicada pelo item 4 da Figura 4.5. Além disso, os valores da rotação (RPS), do torque e da eficiência do propulsor, calculados para uma determinada velocidade, são mostrados no item 5 da Figura 4.5.

No item 1 da Figura 4.5, a serie do propulsor é selecionado, onde pode-se selecionar entre a série B, a série Gawn e serie desconhecida (caso a série do propulsor não seja conhecida. No item 2 desta figura, os dados de entrada são inseridos quando a série do propulsor é da série B ou série Gawn. No caso do propulsor ter uma série desconhecida, os dados de J , K_T e K_Q são inseridos através de um arquivo de texto no item 3 desta figura.

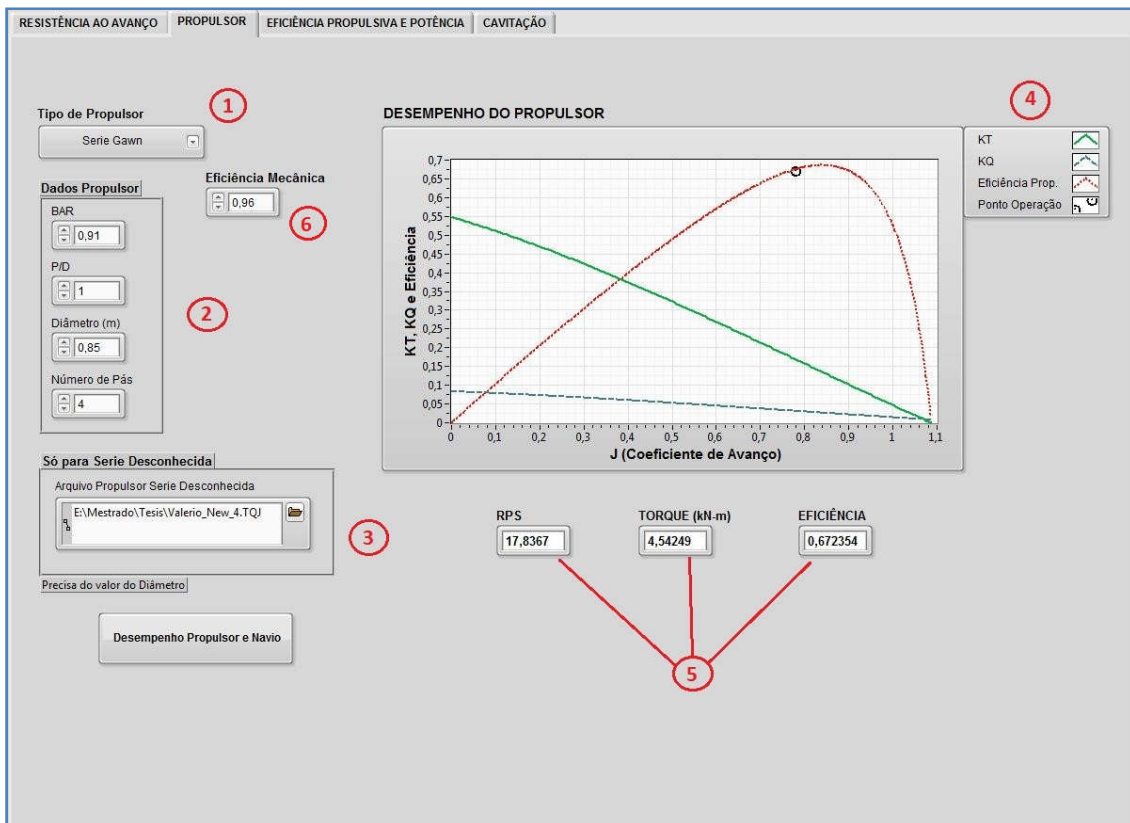


Figura 4.5. Tela de análise do desempenho do propulsor. O gráfico e os dados mostrados são apenas um exemplo.

Finalmente, a potência BHP e a eficiência total (do sistema de propulsão) são estimadas a partir dos valores anteriormente calculados. Para se estimar a potência BHP, as Equações (3.50) e (3.66) são utilizadas, onde o valor da eficiência de transmissão (ou eficiência mecânica) fica a critério do usuário. Esta é digitada no 6 da Figura 4.5. Por outro lado, a Equação (3.49) está implementada para estimar-se a eficiência total. Analogamente à resistência, a potência BHP e o rendimento η_T foram estimados para velocidades que variam desde o deslocamento até altas velocidades, como mostrado na Figura 4.6. Os regimes hidrodinâmicos estão representados segundo a legenda mostrada nesta figura.

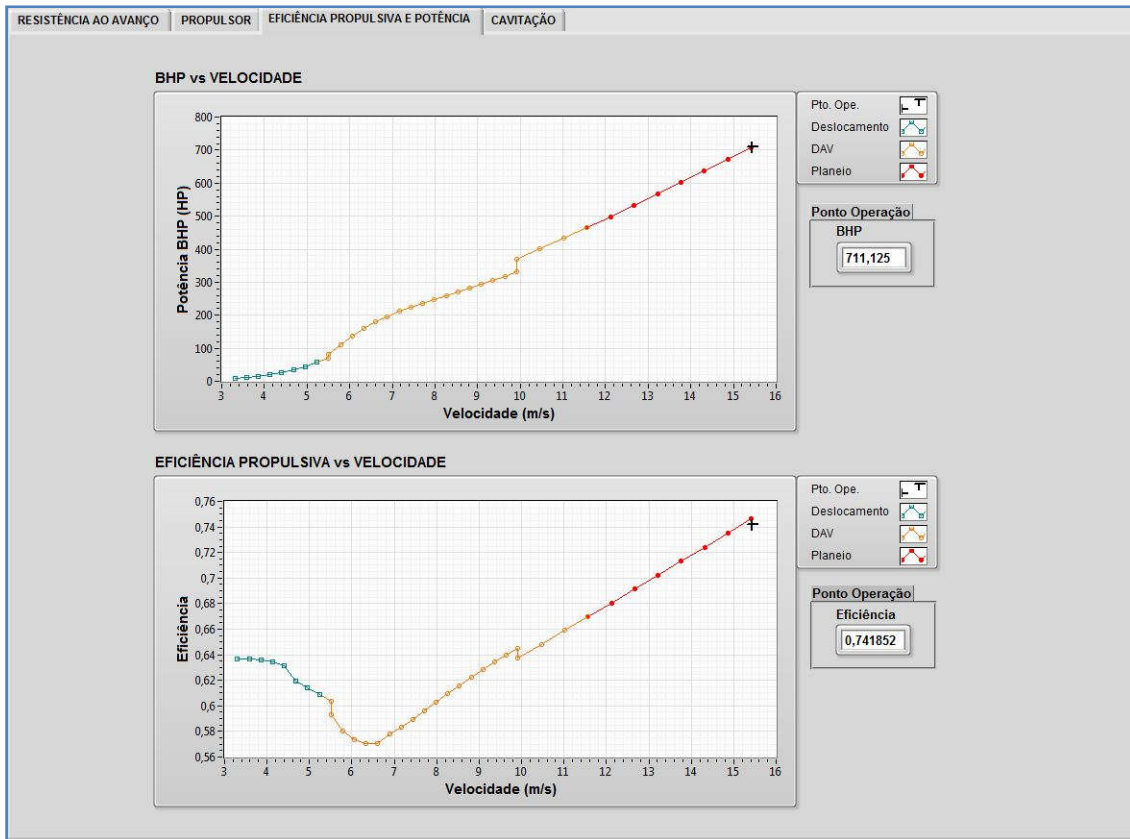


Figura 4.6. Tela de análise do comportamento da potência e da eficiência total. A tela mostrada é apenas um exemplo.

Semelhante à tela que mostra a resistência (Figura 4.4), nos gráficos mostrados na Figura 4.6, as curvas da potência BHP e do rendimento η_T nos regimes hidrodinâmicos estão representadas segundo a legenda mostrada nesta figura. Não obstante, os valores da potência BHP e do rendimento η_T para uma determinada velocidade (ponto de operação) também estão mostrados nesta tela.

Para a análise de cavitação, os coeficientes τ_o e σ_o , são calculados para cada velocidade, através das formulações estabelecidas na seção 3.3.2. Para simular as variações do σ_o , por causa das variações de profundidade do propulsor neste tipo de embarcações, a Equação (3.80) é utilizada. Para estimar a profundidade, o ângulo de pé de caverna e o comprimentos entre quinas são inseridos no item 1 da Figura 4.4, enquanto a profundidade inicial ($V_S = 0$) é inserida no item 1 da Figura 4.7. Os valores dos coeficientes de cavitação calculados são mostrados em um gráfico, acompanhados pelas curvas que estabelecem os valores limites de cavitação (Figura 4.7).

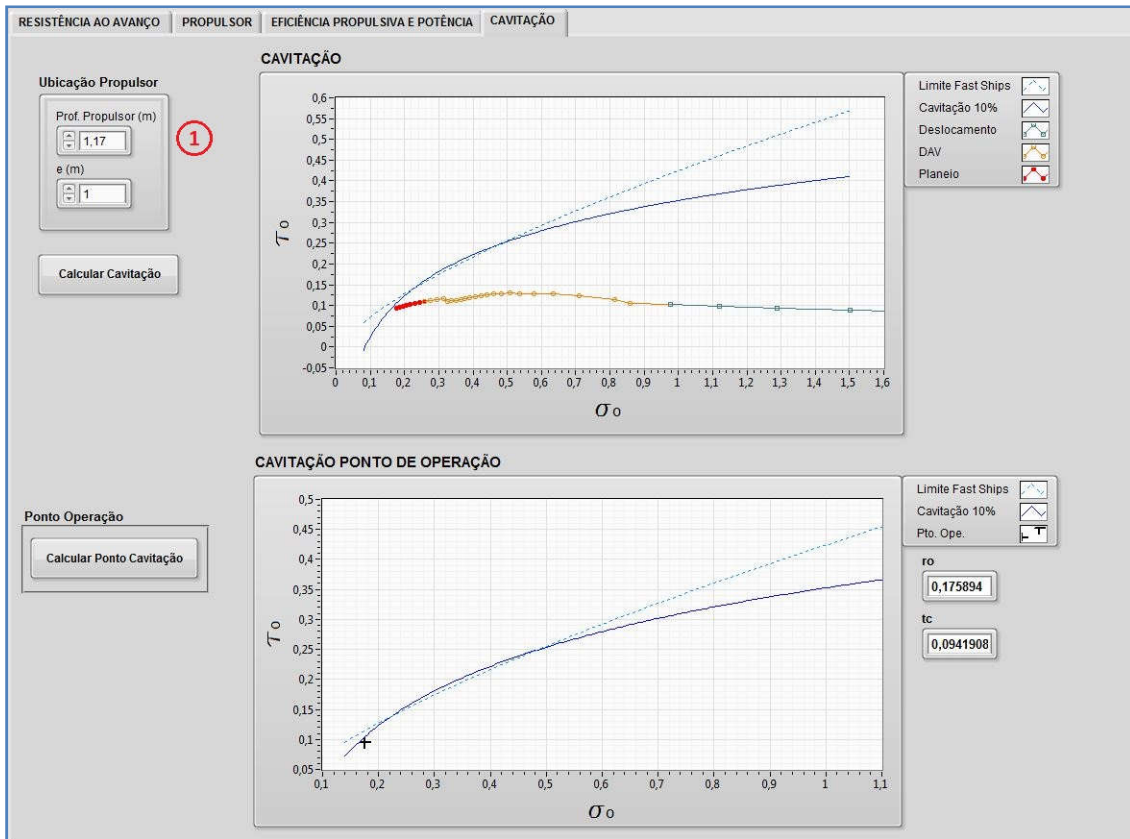


Figura 4.7. Tela de análise da cavitação no propulsor.

Na Figura 4.7, as curvas dos limites de cavitação para embarcações rápidas e para uma cavitação máxima de 10% são representados segundo a legenda mostrada nos gráficos. Estas curvas são estimadas utilizando-se as Equações (3.77) e (3.78). Os coeficientes de cavitação calculados em velocidades de deslocamento e altas velocidades estão caracterizados segundo a legenda mostrada em cada gráfico desta figura. Se estes valores calculados atravessam os limites estabelecidos (nas curvas), o nível de cavitação do propulsor é maior que o permissível, o que não é recomendável para garantir o bom desempenho do propulsor.

O processo de cálculo descrito anteriormente é mostrado resumidamente no fluxograma da Figura 4.8. Os dados geométricos do casco requeridos pelo algoritmo para realizar este cálculo são:

- Calado.
- Volume.
- Comprimento total.
- Boca moldada.

- Comprimento na linha de água.
- Boca na linha de água.
- Meio ângulo de entrada de linha de água.
- Superfície molhada.
- Área máxima transversal.
- Área da popa espelho.
- Coeficiente de bloco.
- Coeficiente prismático.
- Ângulo de pé de caverna (*deadrise*).
- Ângulo do eixo.
- Comprimento entre quinas.

Enquanto os dados do propulsor, previamente selecionando o tipo de série requeridos pelo algoritmo são:

- Diâmetro.
- Razão P/D.
- Número de pás (z).
- Razão de áreas (BAR)

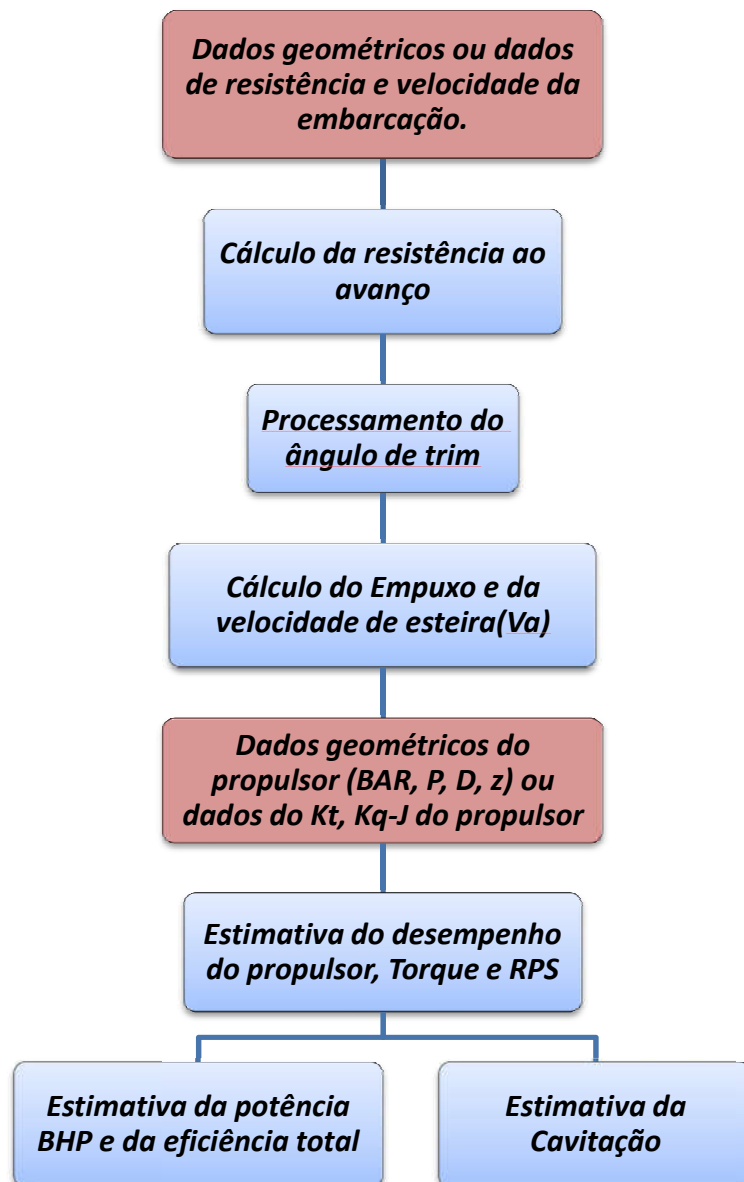


Figura 4.8. Fluxograma da metodologia do cálculo implementado em LabVIEW.

A partir da rotação e da potência calculada, uma rotina para mostrar as curvas de carga do propulsor para diferentes valores de P/D, BAR e diâmetro é desenvolvida. Estas curvas permitiram avaliar diferentes combinações de P/D, BAR e diâmetro, permitindo a otimização do propulsor.

As Figuras 4.9, 4.10 e 4.11 mostram as variações da curva de carga do propulsor em relação ao BAR, diâmetro e P/D respectivamente. No item 1 de cada figura, os valores mínimos e máximos de cada parâmetro geométrico são inseridos. Através destes valores o algoritmo mostra a curva de carga do propulsor para os valores compreendidos dentro da faixa estabelecida.

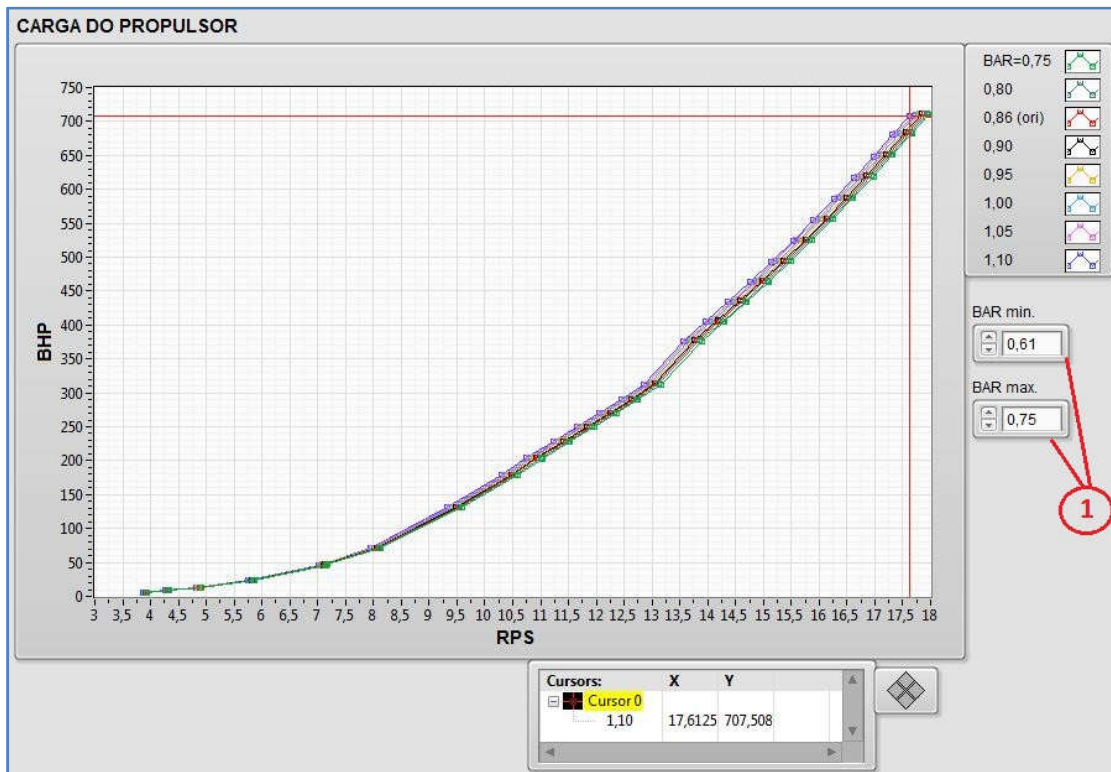


Figura 4.9. Curva de carga de propulsor para diferentes valores de BAR.

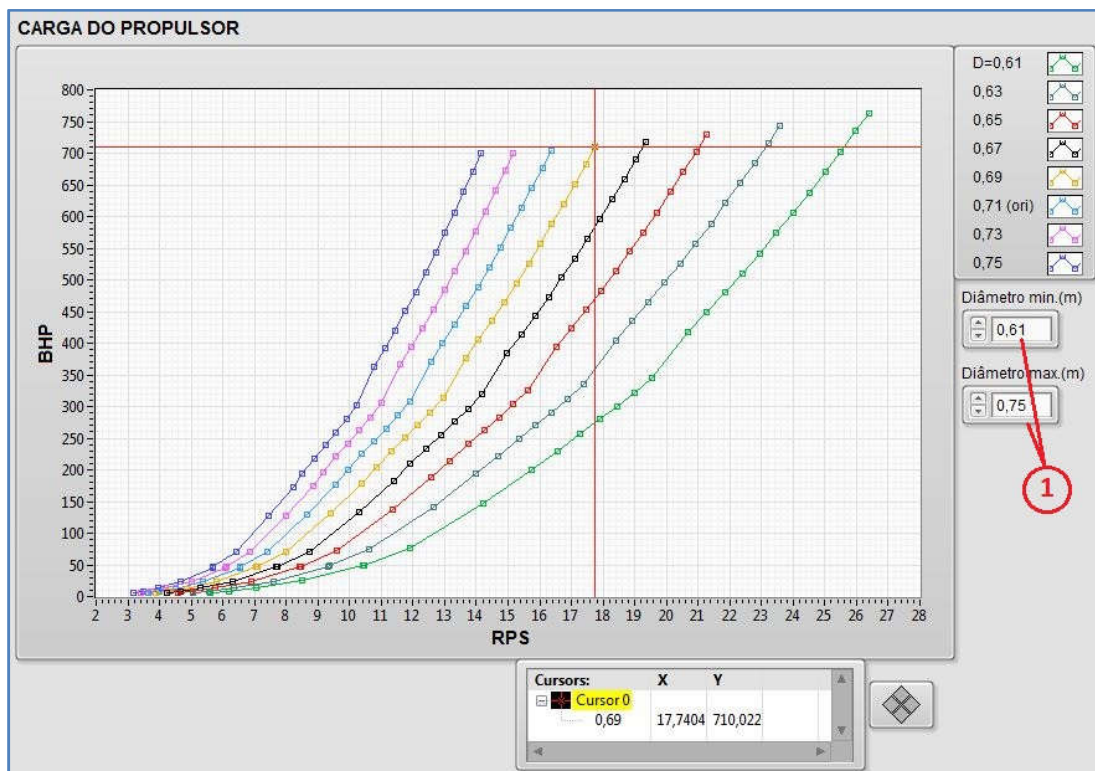


Figura 4.10. Curva de carga de propulsor para diferentes valores do diâmetro.

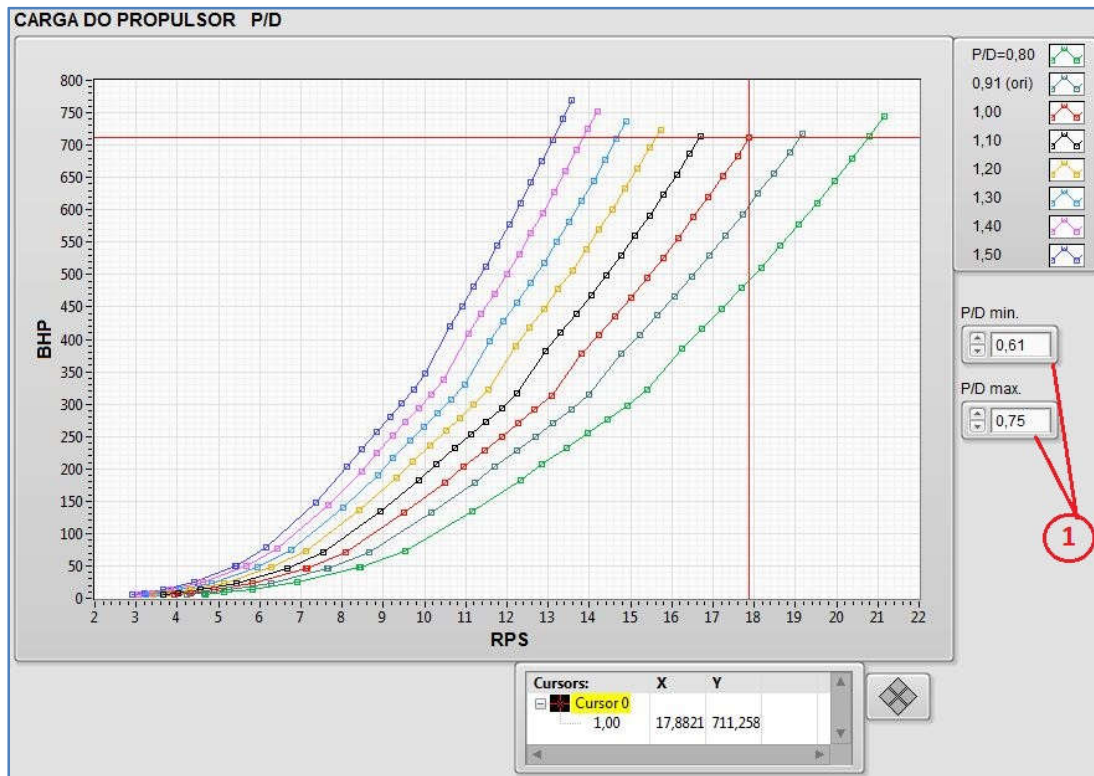


Figura 4.11. Curva de carga de propulsor para diferentes valores de P/D.

Para facilitar a seleção do BAR ideal para o propulsor, o algoritmo estima o BAR mínimo para evitar a cavitação em diferentes velocidades utilizando os limites de cavitação de Burrill para as embarcações de alta velocidade (seção 3.3.2), ver Figura 4.12.

Vel m/s	BAR min
0	0,123904
3	0,139576
3,5	0,162955
4	0,203414
4,5	0,265789
5	0,266707
5,5	0,315514
6	0,432828
6,5	0,484657
7	0,508432
7,5	0,523483
8	0,531991
8,5	0,538444
9	0,545943
9,5	0,556318
10	0,620039
10,5	0,637333

Figura 4.12. BAR mínimo calculado pelo algoritmo em diferentes velocidades.

A curva de carga do propulsor selecionado é mostrada em um gráfico pelo algoritmo (Figura 4.13). Para verificar a correta seleção do sistema propulsivo a curva do motor selecionado pode ser inserida mediante um arquivo de dados no item 1 da Figura 4.13.

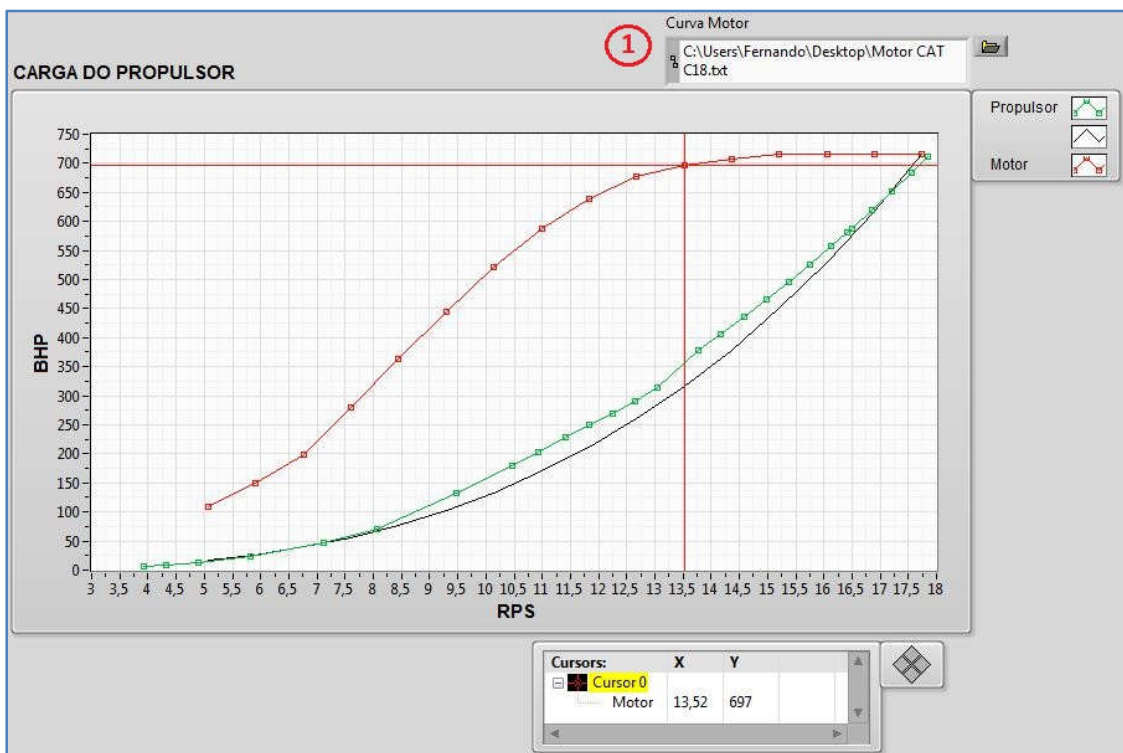


Figura 4.13. Curva de carga de propulsor selecionado.

5 Estudos de casos

5.1 Análise do desempenho propulsivo de uma embarcação planadora (Barco Chefe)

Neste caso de estudo, o comportamento propulsivo da embarcação Barco Chefe (Figura 5.1) foi avaliado, utilizando-se o algoritmo proposto nesta dissertação e os valores de torque e rotação (a potência é resultado destes fatores), medidos no eixo, adquiridos em prova de mar.

Este tipo de embarcações é projetada para o traslado de práticos, desde terra até uma embarcação específica. Para cumprir esta função, a embarcação deverá atingir altas velocidades e operar em planeio.

Por esse motivo, esta embarcação possui um caso quinado com popa espelho (*transom stern*), características que favorecem ao desenvolvimento do planeio. Normalmente, este tipo de embarcações tem uma baixa razão L/B , afetando sua estabilidade dinâmica longitudinal. Do ponto de vista propulsivo, o Barco Chefe tem dois sistemas de propulsão convencionais com caixa redutora, cujo eixo tem uma inclinação de $7,5^\circ$.

As características geométricas e de propulsão estão mostradas na Tabela 5.1.

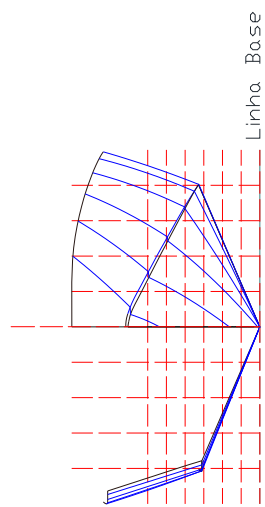


Figura 5.1. Embarcação Barco Chefe.

Tabela 5.1. Características principais do Barco Chefe.

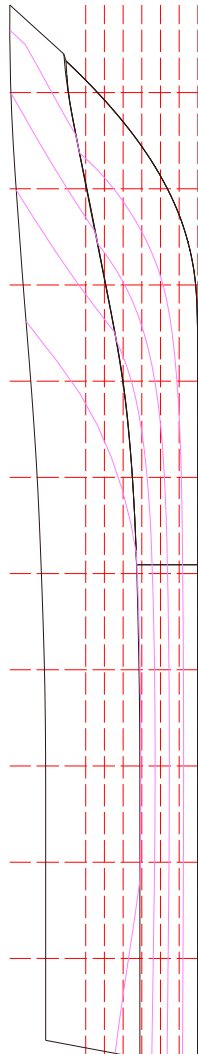
Características principais	Magnitude
Comprimento (LOA)	11,27 m
Comprimento entre perpendiculares (Lpp)	9,50 m
Boca (B)	3,80 m
Calado (T)	0,70 m
Deslocamento	10,2 Ton
Motorização	2X320 HP (2200 RPM)
Diâmetro do propulsor	0,575 m
Fator caixa redutora	1,67:1

A Figura 5.2 mostra as linhas de forma do Barco Chefe. Estas linhas foram modeladas partindo-se de um modelo padrão (Gemini 37'), ajustando-se a forma do modelo ao casco real no *software* "AutoCAD®". Um modelo 3D do casco foi elaborado no Maxsurf Modeler® com as linhas de forma. Este procedimento permitiu calcular a resistência mediante o Maxsurf Resistance®.

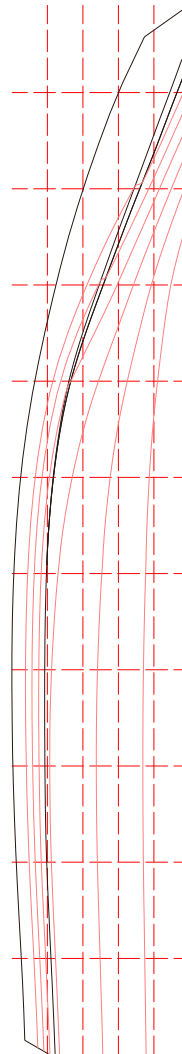


PLANO DE MEIA-NAU

Distância entre linhas de balizas: 1,033 m
 Distância entre linhas do alto: 0,380 m
 Distância entre linhas de água: 0,200 m



PLANO DIAMETRAL



PLANO DA BASE MOLDADA

Figura 5.2. Plano de linhas de forma do Barco Chefe.

5.1.1 Medição do torque e da rotação no eixo propulsor

Testes em prova de mar foram realizados no Barco Chefe, obtendo-se valores do torque, da rotação e da potência do motor (BHP) em diferentes condições de operação (velocidade). Estas medições serviram para validar o algoritmo desenvolvido.

A prova de mar foi levada a cabo entre a cidade do Rio de Janeiro e do Niterói, com equipe e instrumentos do laboratório LEDAV (Laboratório de Ensaio Dinâmicos e Análise de Vibração).

Para medir o torque no eixo, um sistema de medição para cada eixo propulsor (bombordo e boreste) foi instalado (Figura 5.3). Este sistema de medição consistia em dois *strain gages* (sensor de deformação), um dispositivo de telemetria, uma placa de aquisição de sinais, um filtro de sinais e um *software* de processamento e análise de sinais, denominado Sistema de Medição de Eixos Girantes (SMEG).

Os sinais gerados pelos *strain gages* são adquiridos por um sistema de telemetria, e são transmitidas à placa de aquisição. Posteriormente, estes sinais foram processados pelo *software* SMEG (Figura 5.4), obtendo-se seis valores de torque, um para cada velocidade.

Na medição da rotação do eixo, um sensor óptico foi utilizado. Os sinais adquiridos por este sensor (revoluções/s) são filtrados e transferidos ao computador através da placa de aquisição. Finalmente, os valores da rotação são obtidos através do *software* SMEG para cada velocidade.

Utilizando-se a rotação e o torque medidos, a potência é calculada pelas Equações (3.50) e (3.66).



Figura 5.3. Instalação de *strain gage* e sistema de telemetria.

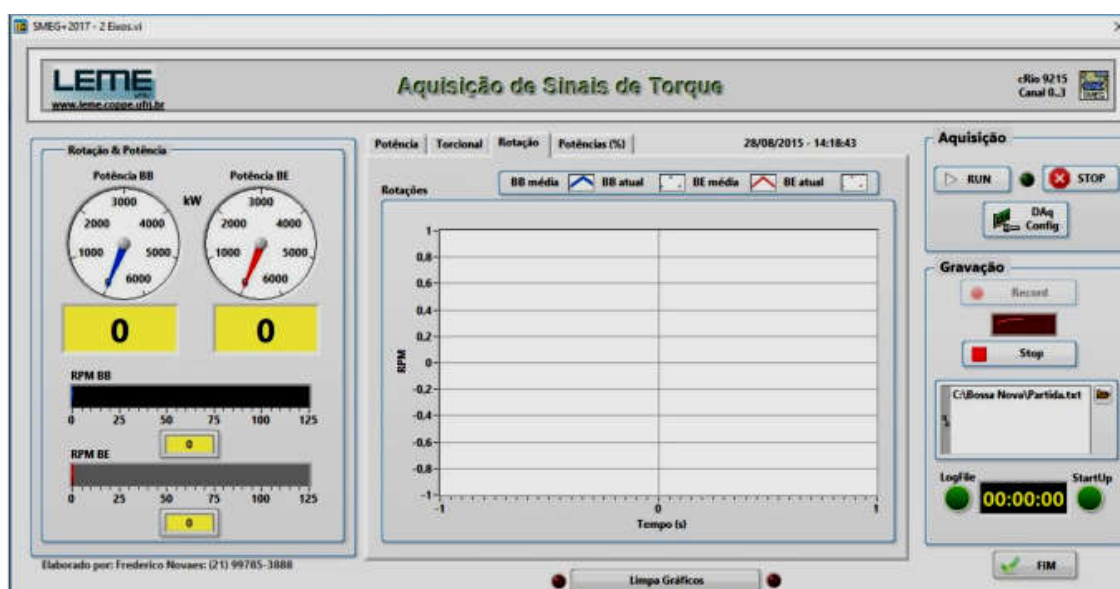


Figura 5.4. Software de aquisição de sinais e medição de potência (SMEG).

5.1.2 Determinação das curvas de desempenho do propulsor

Antes de usar o algoritmo, torna-se necessária a obtenção das curvas de desempenho do propulsor. Devido à falta de informação dos parâmetros geométricos requeridos pelo algoritmo (z , P/D , BAR e D). Estes dados de desempenho (K_T , K_Q-J) são então inseridos no algoritmo para o cálculo do desempenho propulsivo.

Para a obtenção da geometria do propulsor, um escaneamento 3D foi empregado utilizando-se um *scanner* manual HandyScan (Figura 5.5). Os pontos da superfície da

pá obtidos pelo escaneamento foram projetados em um *software* CAD (*computer-aided design*), ver Figura 5.6, onde, as dimensões das abscissas e as curvaturas da pá foram obtidas para cada raio. Interseções com cilindros em vários raios foram obtidas com o intuito de se levantar as coordenadas da face e do dorso da pá, permitindo montar os perfis (Figura 5.7).



Figura 5.5. Scanner 3D HandyScan.



Figura 5.6. Levantamento da geometria do propulsor.

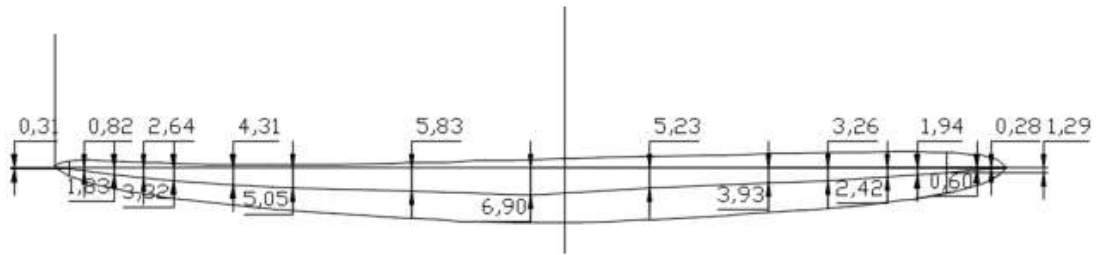


Figura 5.7. Medição de uma seção da pá.

Através dos parâmetros geométricos (abscissa e curvatura) medidos em diferentes seções da pá, as curvas de desempenho do propulsor foram estimadas utilizando-se o *software* GeoPro [43].

Este *software* identifica a geometria do propulsor montando uma série de tabelas semelhantes às de uma série sistemática (Figura 5.8). Em seguida, as curvas de desempenho do propulsor são calculados pelo *software*, utilizando-se o Método dos Painéis, fornecendo as curvas de desempenho K_T , K_Q - J mostradas na Figura 5.9. Essas curvas são exportadas em um arquivo texto o qual é inserido no algoritmo desenvolvido neste trabalho.

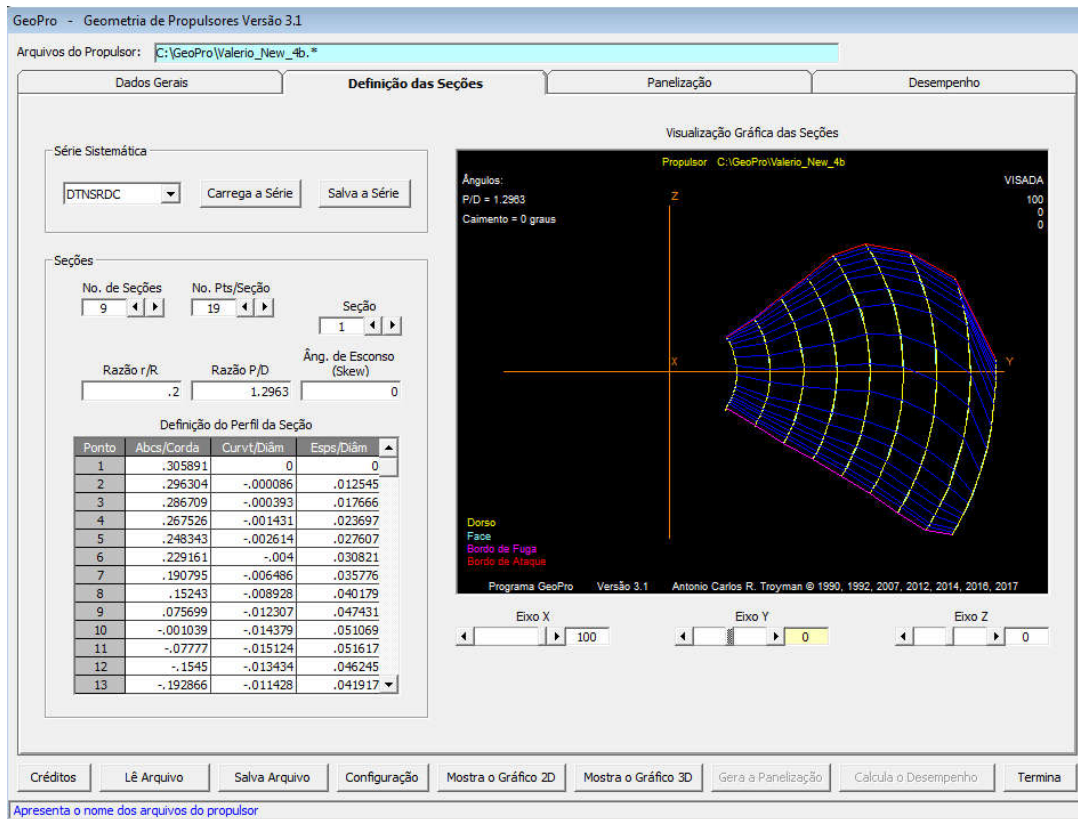


Figura 5.8. Simulação da geometria da pá no software GeoPro.

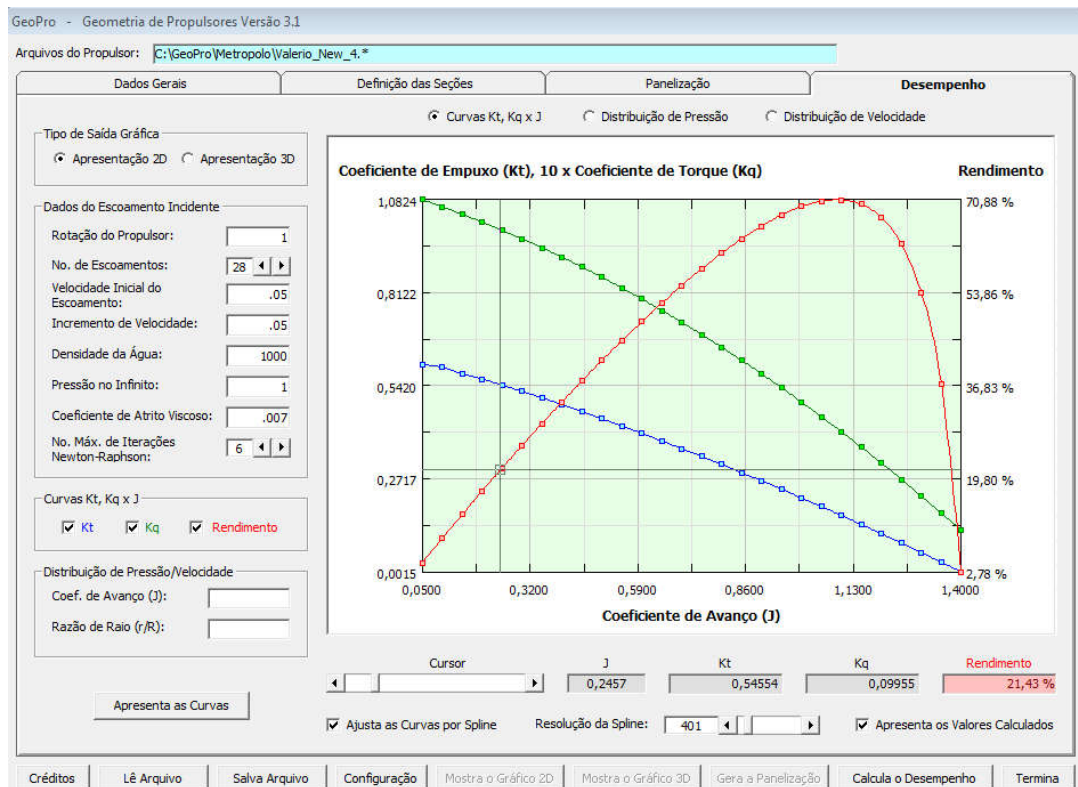


Figura 5.9. Estimativa das curvas de desempenho do propulsor utilizando-se o GeoPro.

5.1.3 Estimativa da resistência ao avanço

Antes de avaliar e analisar o desempenho propulsivo do Barco Chefe, a estimativa da resistência ao avanço e do trim dinâmico desta embarcação é necessária. O *software* "Maxsurf Resistance®" foi utilizado para calcular a resistência e o trim.

O Maxsurf Resistance® [5] é um módulo do pacote "Maxsurf®". Este *software* contém diferentes métodos para estimar a resistência em embarcações de deslocamento, de deslocamento de alta velocidade (DAV) e de planeio, incluindo Savitsky e Holtrop. Previamente a utilizar este *software*, a forma geométrica do casco é modelada por outro módulo do Maxsurf® ("Maxsurf Modeler®"). O casco modelado é inserido no Maxsurf Resistance®, onde os parâmetros geométricos são reconhecidos pelo *software* para realizar os cálculos da resistência de acordo com o método selecionado. Além de ter que inserir mais características hidrostáticas.

A partir das linhas de forma da embarcação (Figura 5.2), o casco é modelado no Maxsurf Modeler®. Em seguida, a resistência do casco é calculada com o Maxsurf Resistance® nos regimes de DAV e planeio, onde os seguintes dados são empregados pelo *software*:

Tabela 5.2. Dados de entrada estimar a resistência por Savitsky utilizando-se Maxsurf.

Dados	Magnitude
Deslocamento (Δ)	10,2 Ton
LCG (desde popa)	3,996 m
Boca na linha de água (B_{wl})	3,154 m
Calado médio (T_M)	0,70 m
Comprimento na linha de água (L_{wl})	9,888 m
Ângulo de pé de caverna (β)	22,9°

Para estimar a resistência por Holtrop utilizando-se o algoritmo desenvolvido, os seguintes dados são empregados:

Tabela 5.3. Dados de entrada estimar a resistência por Holtrop utilizando-se o algoritmo.

Dados	Magnitude
Comprimento da linha de água (L_{wl})	9,888 m
Comprimento entre perpendiculares (L_{pp})	9,50 m
Boca na linha de água (B_{wl})	3,154 m
Calado (T)	0,70 m
Volume deslocado (∇)	9,178 m ³
LCB (desde popa)	3,995 m
Coef. seção mestra (C_m)	0,547
Coef. linha de água (C_{wp})	0,794
Área transom (A_T)	1,122 m ²
Meio ângulo de entrada de linha de água (i_e)	23,1°
Área molhada (S_w)	29,584 m ²

Os resultados da resistência calculada no regime de deslocamento são mostrados na Tabela 5.4. Por outro lado, a resistência calculada nos regimes de DAV e planeio é mostrada na Tabela 5.5. Adicionalmente, estes resultados são mostrados graficamente na Figura 5.11 para conhecer o comportamento da resistência nesta embarcação, onde, esta começa a planar quando $V_S = 3,93 \text{ m/s}$ ($Q_t = 1,34$).

Tabela 5.4. Resistência ao avanço no regime de deslocamento utilizando-se Holtrop (algoritmo).

Deslocamento		
Q_t	V (m/s)	Resistência ao avanço (kN)
0,672	1,970	1,733
0,756	2,216	2,038
0,840	2,462	2,561
0,924	2,708	3,301
1,008	2,955	4,259
1,092	3,201	5,435
1,176	3,447	6,827
1,260	3,693	8,438
1,344	3,940	10,265

Tabela 5.5. Resistência ao avanço no regime de deslocamento utilizando-se Savitsky (Maxsurf Resistance).

DAV-Planeio		
Q_t	V (m/s)	Resistência ao avanço (kN)
1,344	3,940	10,265
1,429	4,186	12,311
1,513	4,432	14,573
1,597	4,678	17,054
1,781	5,220	20,203
1,882	5,515	20,659
1,983	5,811	21,116
2,084	6,106	21,572
2,185	6,402	22,021
2,286	6,697	22,455
2,386	6,993	22,861
2,487	7,288	23,231
2,588	7,584	23,558
2,689	7,879	23,837
2,790	8,175	24,067
2,891	8,470	24,247
2,991	8,766	24,383
2,991	8,766	24,383
3,160	9,258	24,520
3,328	9,750	24,567
3,496	10,243	24,549
3,664	10,735	24,490
3,832	11,228	24,405
4,000	11,720	24,311
4,168	12,213	24,217
4,336	12,705	24,132
4,504	13,198	24,060
4,672	13,690	24,007
4,840	14,182	23,974
5,008	14,675	23,962
5,176	15,167	23,972
5,344	15,660	24,005
5,512	16,152	24,062
5,680	16,645	24,140
5,848	17,137	24,242
6,017	17,630	24,365
6,185	18,122	24,510
6,353	18,614	24,675
6,521	19,107	24,860
6,689	19,599	25,065
6,857	20,092	25,289
7,025	20,584	25,531
7,193	21,077	25,791
7,361	21,569	26,068
7,529	22,062	26,363
7,697	22,554	26,672

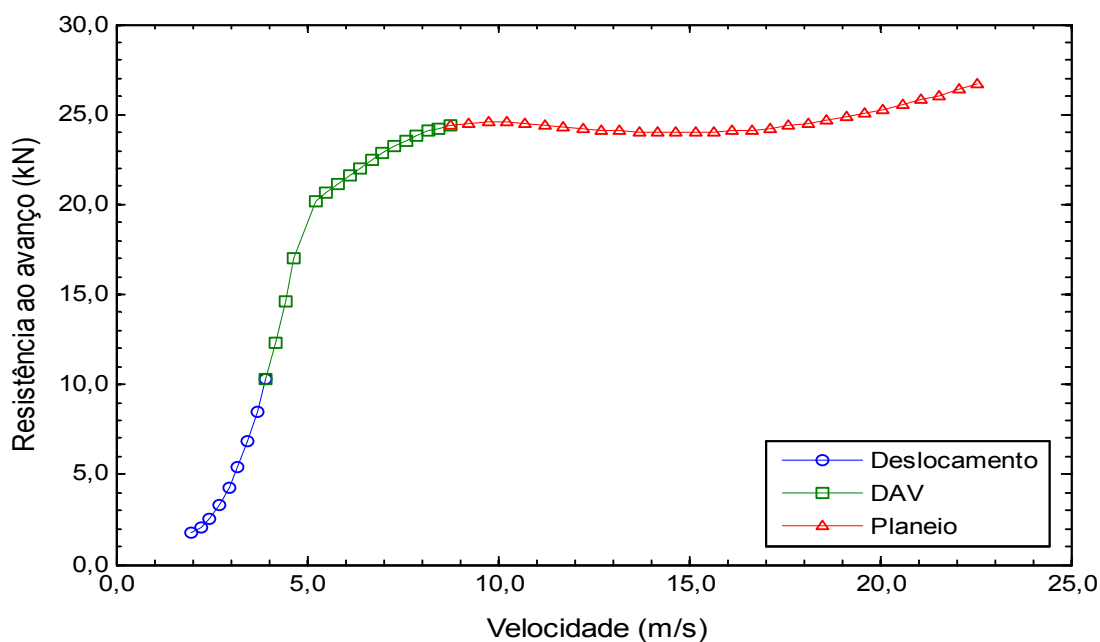


Figura 5.10. Comportamento da resistência em relação à velocidade, calculada no Barco Chefe: Deslocamento - DAV - Planeio.

Na Figura 5.10, um aumento considerável da resistência é encontrado no regime de DAV, em outros termos, entre 3,93 m/s e 8,77 m/s, aproximadamente ($1,34 \leq Q_t \leq 3,00$). No regime de planeio (ou planeio puro, $Q_t \geq 3,00$) a tendência da resistência diminui, porém, a partir de 14,67 m/s ($Q_t \approx 5,00$), esta começa a incrementar, segundo a Tabela 5.5, tendo um incremento relativamente baixo em relação ao crescimento mostrado nos regimes de deslocamento e de DAV. Este comportamento é esperado nas embarcações planadoras.

Além de obter a resistência, o trim também é calculado com o *software* Maxsurf Resistance® mediante o método de Savitsky. Na Tabela 5.6, os resultados do ângulo de trim calculado utilizando-se o Maxsurf Resistance® são apresentados. Além disso, estes são expressados graficamente na Figura 5.11.

Tabela 5.6. Ângulo de trim dinâmico calculado utilizando-se Savitsky do Maxsurf Resistance.

Q_t	V (m/s)	Trim (°)	Q_t	V (m/s)	Trim (°)
1,920	5,625	4,523	4,266	12,500	4,780
2,026	5,938	4,699	4,373	12,813	4,679
2,133	6,250	4,874	4,479	13,125	4,579
2,240	6,563	5,043	4,586	13,438	4,479
2,346	6,875	5,200	4,693	13,750	4,382
2,453	7,188	5,339	4,799	14,063	4,286
2,560	7,500	5,456	4,906	14,375	4,193
2,666	7,813	5,548	5,012	14,688	4,101
2,773	8,125	5,613	5,119	15,000	4,012
2,880	8,438	5,652	5,226	15,313	3,926
2,986	8,750	5,665	5,332	15,625	3,841
3,093	9,063	5,656	5,439	15,938	3,759
3,199	9,375	5,626	5,546	16,250	3,680
3,306	9,688	5,579	5,652	16,563	3,603
3,413	10,000	5,518	5,759	16,875	3,528
3,519	10,313	5,445	5,866	17,188	3,456
3,626	10,625	5,363	5,972	17,500	3,386
3,733	10,938	5,274	6,079	17,813	3,318
3,839	11,250	5,180	6,186	18,125	3,252
3,946	11,563	5,083	6,292	18,438	3,188
4,053	11,875	4,983	6,399	18,750	3,126
4,159	12,188	4,882	6,506	19,063	3,066

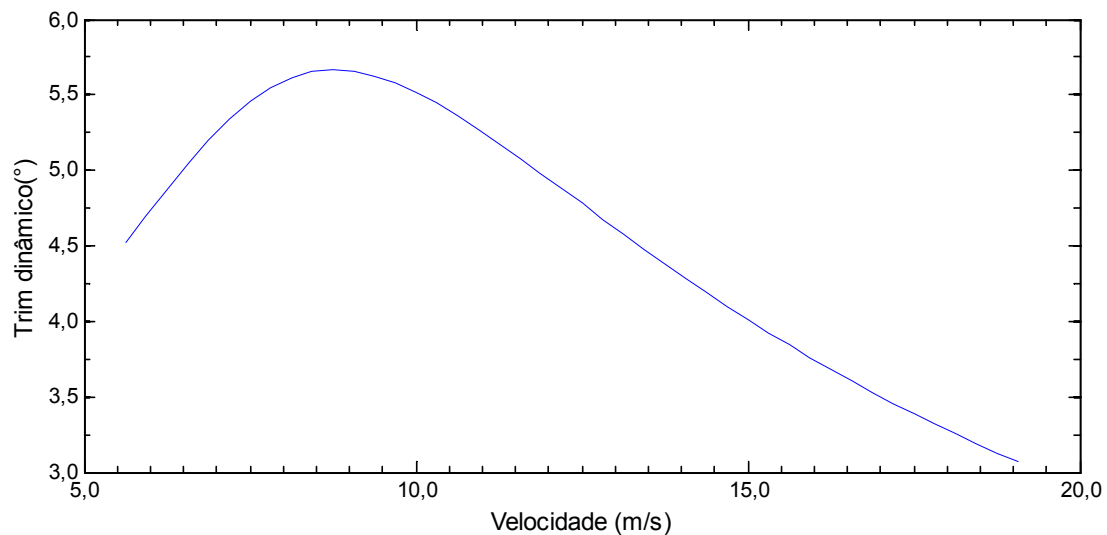


Figura 5.11. Gráfica ângulo de trim vs velocidade utilizando-se Savitsky.

Os valores de resistência e trim obtidos são salvados em arquivos de texto, os quais são analisados e processados pelo algoritmo desenvolvido para, finalmente, avaliar o desempenho propulsivo da embarcação, encontrando-se a potência BHP, a eficiência propulsiva e a cavitação.

5.1.4 Análise de resultados

Uma rotina foi implementada no algoritmo para ler e processar os dados do arquivo de texto, fornecido pelo GeoPro, identificando-se o desempenho do propulsor. Além disso, outra rotina foi implementada para ler e processar os dados da resistência e do trim calculados utilizando-se o Maxsurf Resistance®. Por meio destes procedimentos, o desempenho propulsivo da embarcação foi estimado utilizando-se o algoritmo.

O torque, a rotação e a potência BHP foram calculados para as velocidades nas quais foram realizadas os testes de prova de mar. Os resultados obtidos foram comparados com os valores medidos na prova de mar, verificando-se a precisão de cálculo do algoritmo.

Nas Tabelas 5.7, 5.8 e 5.9, estão apresentados os valores da rotação, do torque e da potência obtidos através do algoritmo e as medições, respectivamente.

Tabela 5.7. Rotação obtida em prova de mar e utilizando-se o algoritmo desenvolvido.

Q_t	V (m/s)	Rotação do propulsor (RPS)		
		Medição	Simulação	Erro (%) Simulação/Medição
1,054	3,087	7,210	7,791	8,06
1,141	3,344	8,862	8,719	-0,18
1,264	3,704	10,134	10,228	0,93
1,457	4,270	13,068	12,525	-4,16
1,703	4,990	15,424	15,091	-2,16
2,247	6,585	17,584	16,748	-4,75
2,389	7,000	-	17,127	-
2,560	7,500	-	17,551	-

Da Tabela 5.7, observa-se que as rotações simuladas pelo algoritmo apresentam uma alta precisão quando comparadas com os valores da simulação, sendo menores que

1 RPS (rev/s) a diferença entre estes valores. Do ponto de vista porcentual, o erro máximo encontrado é de 8,06% na velocidade mais baixa. Este erro representa uma diferença de 0,58 RPS. Em outras velocidades, a diferença porcentual foi aceitável. Além disso, o valor negativo do erro indica que o algoritmo simulou valores menores que o real.

Tabela 5.8. Torque obtido em prova de mar e utilizando-se o algoritmo desenvolvido.

Q_t	V (m/s)	Torque do propulsor (KN-m)		
		Medição	Simulação	Erro (%) Simulação/Medição
1,054	3,087	0,289	0,307	6,41
1,141	3,344	0,440	0,408	-7,31
1,264	3,704	0,586	0,557	-4,82
1,457	4,270	0,947	0,862	-9,01
1,703	4,990	1,332	1,269	-4,79
2,247	6,585	1,474	1,468	-0,40
2,389	7,000	-	1,515	-
2,560	7,500	-	1,565	-

Conforme a Tabela 5.8, observam-se resultados próximos, na simulação do torque, encontrando-se diferenças que oscilam entre 0,006 e 0,085 KN-m.

Contrário da rotação, os resultados do torque simulado apresentam maiores diferenças, as quais oscilam entre 0,4% e 9,01%, identificando-se a máxima diferença porcentual em $V_S = 4,27 \text{ m/s}$, velocidade localizada no começo do desenvolvimento do planeio ($Q_t = 1,46$). Na metodologia implementada, o torque é calculado através da rotação, portanto, um erro de cálculo na rotação se propagará no cálculo do torque, incrementando o erro do valor estimado.

Note-se que, semelhante à rotação, um torque superestimado é encontrado na velocidade mais baixa. Não obstante, nas velocidades restantes, o algoritmo subestimou a rotação.

Tabela 5.9. Potência obtida em prova de mar e utilizando-se o algoritmo desenvolvido.

Q_t	V (m/s)	Potência requerida pelo propulsor (BHP)		Erro (%)
		Medição	Simulação	Simulação/Medição
1,054	3,087	17,534	20,999	19,76
1,141	3,344	32,839	31,648	-3,63
1,264	3,704	50,003	47,330	0,06
1,457	4,270	104,266	94,713	-9,16
1,703	4,990	173,154	168,014	-2,97
2,247	6,585	218,448	215,858	-1,19
2,389	7,000	-	227,780	-
2,560	7,500	-	241,076	-

Analogamente aos outros resultados, uma sobrestimativa digna de notar da potência é identificada na velocidade mais baixa (regime de deslocamento). Em contrapartida, a potência simulada pelo algoritmo é subestimada, em relação aos valores medidos, nas demais velocidades. Nestas velocidades, As diferenças percentuais apresentam uma variação entre 1,19% e 9,16%, indicando uma boa precisão nas simulações realizadas pelo algoritmo.

Para verificar a concordância entre o comportamento dos resultados simulados e medidos, em relação à velocidade, os valores da rotação, do torque e da potência são expressos graficamente nas Figuras 5.12, 5.13 e 5.14, respectivamente.

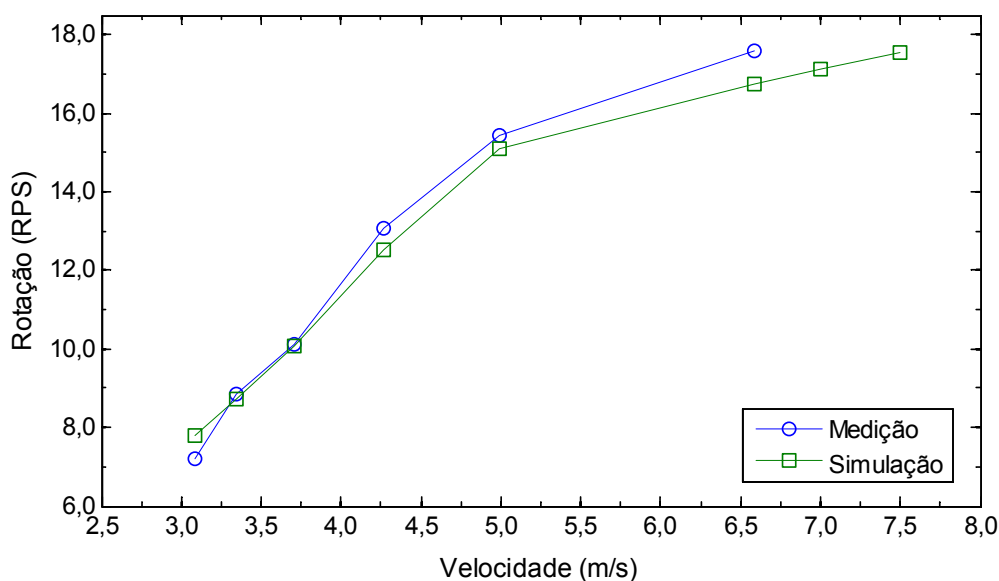


Figura 5.12. Gráfico da rotação medida e da simulada através do algoritmo.

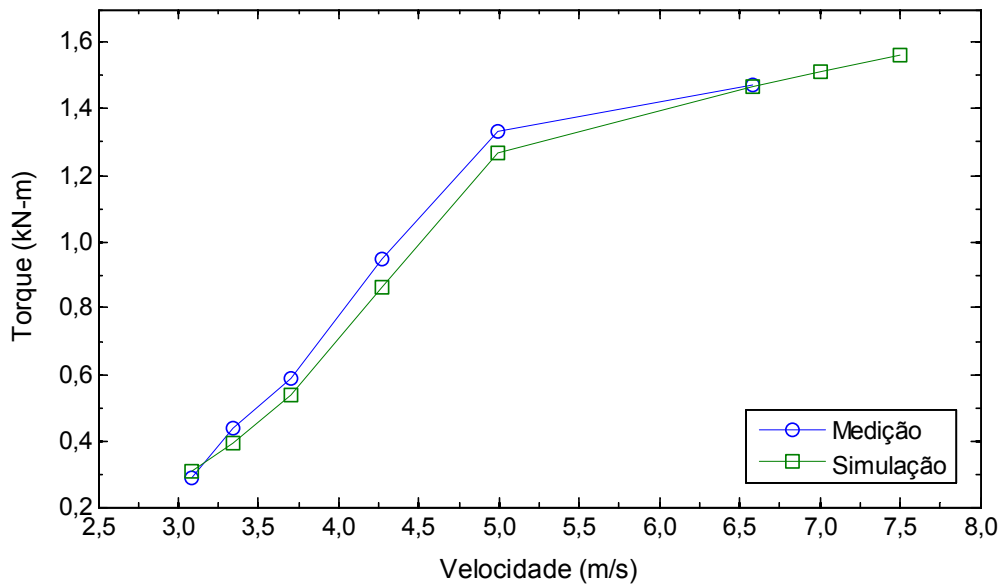


Figura 5.13. Gráfico do torque medido e do simulado através do algoritmo.

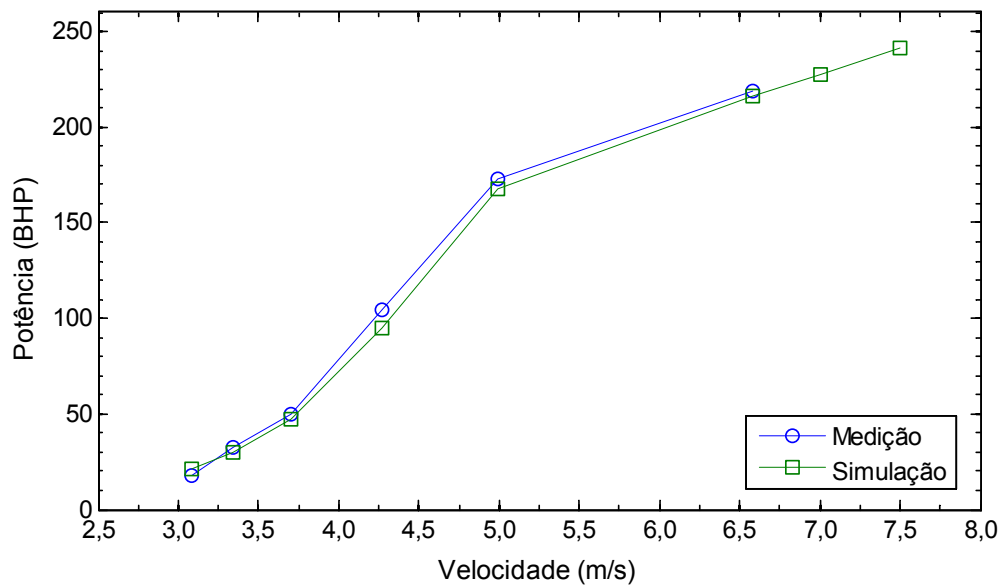


Figura 5.14. Gráfico da potência medida e da simulada através do algoritmo.

Das Figuras apresentadas, pode-se verificar que o algoritmo estima coerentemente o comportamento da rotação, do torque e da potência, encontrando-se uma excelente correlação entre a curva simulada e a obtida por medição nos três gráficos.

Uma boa estimativa do comportamento destes fatores é fundamental para saber se o motor consegue satisfazer a demanda de carga do propulsor, identificando-se as velocidades onde um maior esforço do motor será requerido. Através disto a otimização do sistema propulsivo pode ser efetuada.

De forma geral, dos resultados mostrados nas tabelas e nos gráficos, pode-se notar que o algoritmo estima com boa concordância a rotação, o torque e a potência, identificando-se uma maior acuidade na estimativa da rotação.

As maiores diferenças encontradas no torque e na potência, em relação à rotação, ocorrem da propagação do erro da rotação estimada devido uma vez que estes fatores dependem da rotação. Além disso, a resistência pode estar sendo subestimada, gerando menores valores de torque e de potência.

No entanto, para o cálculo da potência utilizando-se o algoritmo, uma $\eta_s = 0,97$ foi empregada por recomendação da bibliografia. Porém, devido ao estado de conservação e antiguidade da embarcação, este parâmetro pode ser menor em decorrência de perdas na linha do eixo, gerando maiores valores de torque e rotação quando forem medidos.

Com o objetivo de se quantificar a influência do fluxo oblíquo gerado pelo trim e a inclinação do eixo (seção 3.2.3) no desempenho propulsivo, a rotação, o torque e a potência foram calculadas com e sem a influência deste fenômeno, para as mesmas velocidades, nas quais as medições de prova de mar foram realizadas. Os resultados estão mostrados nas Tabelas 5.10, 5.11 e 5.12.

Tabela 5.10. Influência do fluxo oblíquo na estimativa da rotação.

Q_t	V (m/s)	Rotação do propulsor (RPS)		
		Com fluxo	Sem fluxo	Diferença entre as condições (%)
		oblíquo	oblíquo	
1,054	3,087	7,899	7,892	-0,09
1,141	3,344	8,845	8,826	-0,22
1,264	3,704	10,228	10,194	-0,33
1,457	4,270	12,525	12,451	-0,59
1,703	4,990	14,695	14,983	-0,71
2,247	6,585	16,748	16,678	-0,42
2,389	7,000	17,127	17,066	-0,36
2,560	7,500	17,551	17,498	-0,30

Tabela 5.11. Influência do fluxo oblíquo na estimativa do torque.

Q_t	V (m/s)	Torque do propulsor (KN-m)		
		Com fluxo	Sem fluxo	Diferença entre as condições (%)
		oblíquo	oblíquo	
1,054	3,087	0,318	0,316	-0,70
1,141	3,344	0,408	0,402	-1,44
1,264	3,704	0,557	0,547	-1,83
1,457	4,270	0,862	0,838	-2,75
1,703	4,990	1,269	1,228	-3,21
2,247	6,585	1,468	1,421	-3,25
2,389	7,000	1,515	1,466	-3,29
2,560	7,500	1,565	1,512	-3,36

Tabela 5.12. Influência do fluxo oblíquo na estimativa da potência.

Q_t	V (m/s)	Potência requerida pelo propulsor (BHP)		
		Com fluxo	Sem fluxo	Diferença entre as condições (%)
		oblíquo	oblíquo	
1,054	3,087	20,999	20,882	-0,56
1,141	3,344	31,648	31,124	-1,66
1,264	3,704	50,035	48,955	-2,16
1,457	4,270	94,713	91,560	-3,33
1,703	4,990	168,014	161,464	-3,90
2,247	6,585	215,858	207,980	-3,65
2,389	7,000	227,780	219,501	-3,63
2,560	7,500	241,076	232,273	-3,65

Nesta avaliação nota-se que o efeito do fluxo oblíquo tem maior relevância no cálculo da potência e do torque do que da rotação, encontrando-se erros maiores que

3%. Esta diferença é maior no desenvolvimento do planeio devido ao aumento do ângulo de trim nesta região. O erro negativo indica uma subestimativa destes fatores, quando o fluxo oblíquo não é considerado.

Nas Tabelas 5.7, 5.8 e 5.9, encontrou-se que o algoritmo subestimou os valores do torque, da rotação e da potência, em relação aos dados medidos. Não considerar o fluxo oblíquo, levaria a uma maior subestimativa destes valores. Isto incitaria à seleção de um sistema propulsivo de menor capacidade.

5.1.5 Análise do desempenho propulsivo

Para avaliar o desempenho propulsivo do Barco chefe, o comportamento da potência BHP, da eficiência total e da cavitação foram simulados e representados graficamente, utilizando-se o algoritmo, nos três regimes hidrodinâmicos.

A Figura 5.15 descreve o comportamento da potência em relação à velocidade, onde, os regimes de deslocamento, de DAV e de planeio estão representados segundo a legenda mostrada no gráfico.

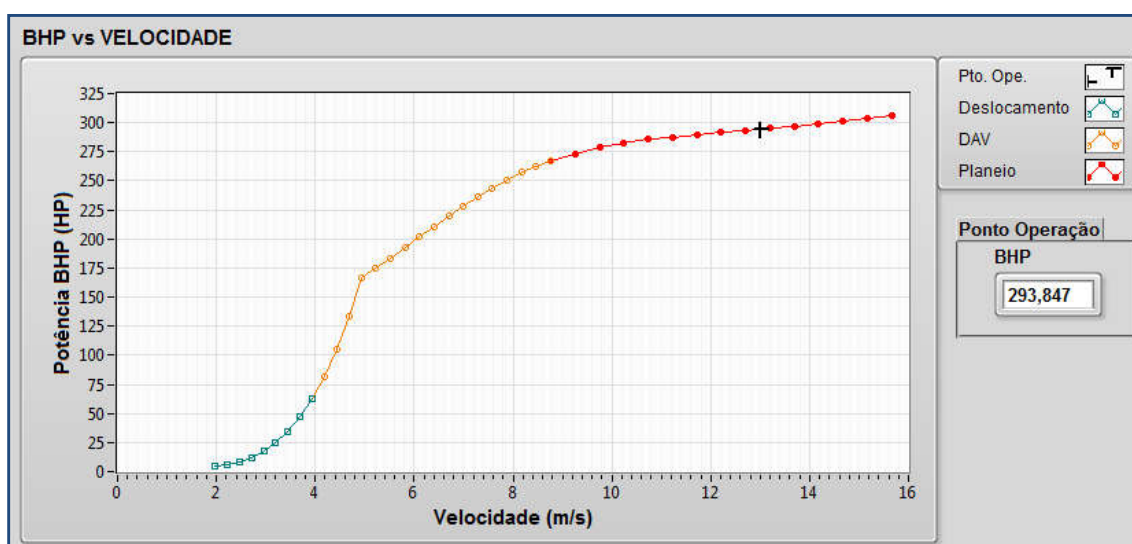


Figura 5.15. Estimativa do comportamento da potência BHP no Barco Chefe - Tela do algoritmo.

Neste gráfico, uma inflexão é encontrada no regime de DAV, indicando uma maior demanda de carga nesta região. A demanda de carga do propulsor será maior neste regime do que na velocidade de projeto da embarcação, gerando um maior esforço do motor em velocidades de transição de deslocamento para planeio. Esta característica dificulta que a embarcação atinja as condições de planeio puro, podendo não atingir a velocidade de projeto.

A tendência da potência, no regime de planeio, indica uma diminuição da demanda de carga do propulsor, configurando-se um menor requerimento de carga no regime de planeio.

A Figura 5.16 mostra o comportamento da eficiência propulsiva em relação à velocidade para os três regimes hidrodinâmicos.

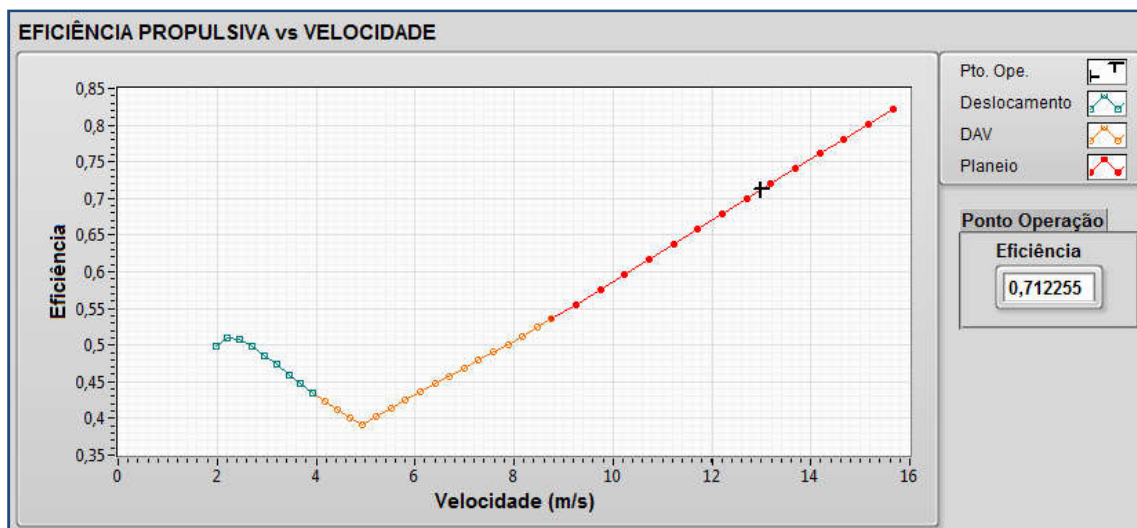


Figura 5.16. Estimativa do comportamento da eficiência propulsiva no Barco Chefe - Tela do algoritmo.

De acordo com a Figura 5.16, um decaimento da eficiência é notado nos regimes de deslocamento e de deslocamento de alta velocidade, encontrando-se valores mínimos da eficiência ($\eta_T = 0,39$) no regime DAV. No entanto, a eficiência aumenta quando a embarcação atinge maiores velocidades, indicando um bom desempenho propulsivo no regime de planeio.

A Figura 5.17 expressa o risco de cavitação do propulsor através de seus coeficientes de cavitação.

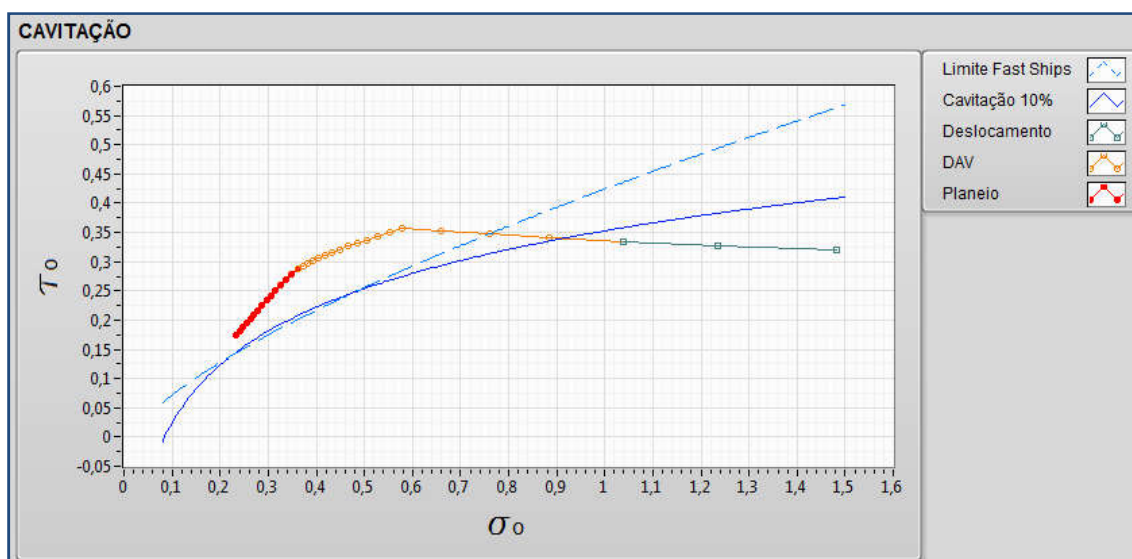


Figura 5.17. Estimativa do risco de cavitação no propulsor original - Tela do algoritmo.

Pode-se observar que o propulsor possui níveis de cavitação elevados quando a embarcação começa a planar, gerando uma diminuição do empuxo do propulsor devido ao fato da área cavitante da pá superar os 10% (seção 3.3.2). As características hidrodinâmicas das embarcações de alta de velocidade podem gerar uma redução na profundidade do propulsor, aumentando o risco de cavitação.

De acordo com os resultados apresentados, conclui-se que o propulsor instalado na embarcação não satisfaz o requerimento propulsivo desta, devido aos altos níveis de cavitação que possui e às altas cargas demandadas pelo propulsor.

5.1.6 Otimização do sistema de propulsão

Na prova de mar, as medições foram realizadas apenas nas velocidades indicadas acima devido às limitações que os motores apresentaram, não fornecendo a potência requerida pelos propulsores para atingir maiores velocidades, fato pelo qual a embarcação não atingiu a velocidade de projeto. A velocidade máxima atingida foi de 12,8 kn (6,585 m/s), sendo bem menor do que a velocidade de projeto (26 kn), na qual esta embarcação deveria de operar, segundo o indicado pelo armador.

Para analisar o problema de desempenho apresentado pela embarcação, os diagramas de carga do propulsor e do motor (diagrama do motor obtido da referência [44]) são mostrados na Figura 5.18, onde a velocidades máxima atingida ($V_S = 6,585 \text{ m/s}$) é mostrada no gráfico (Vel. máxima). Nesta condição, os motores operam com $n = 1650 \text{ RPM}$, $P = 205 \text{ BHP}$ e $Q = 1,42 \text{ kN} - m$, segundo o simulado.

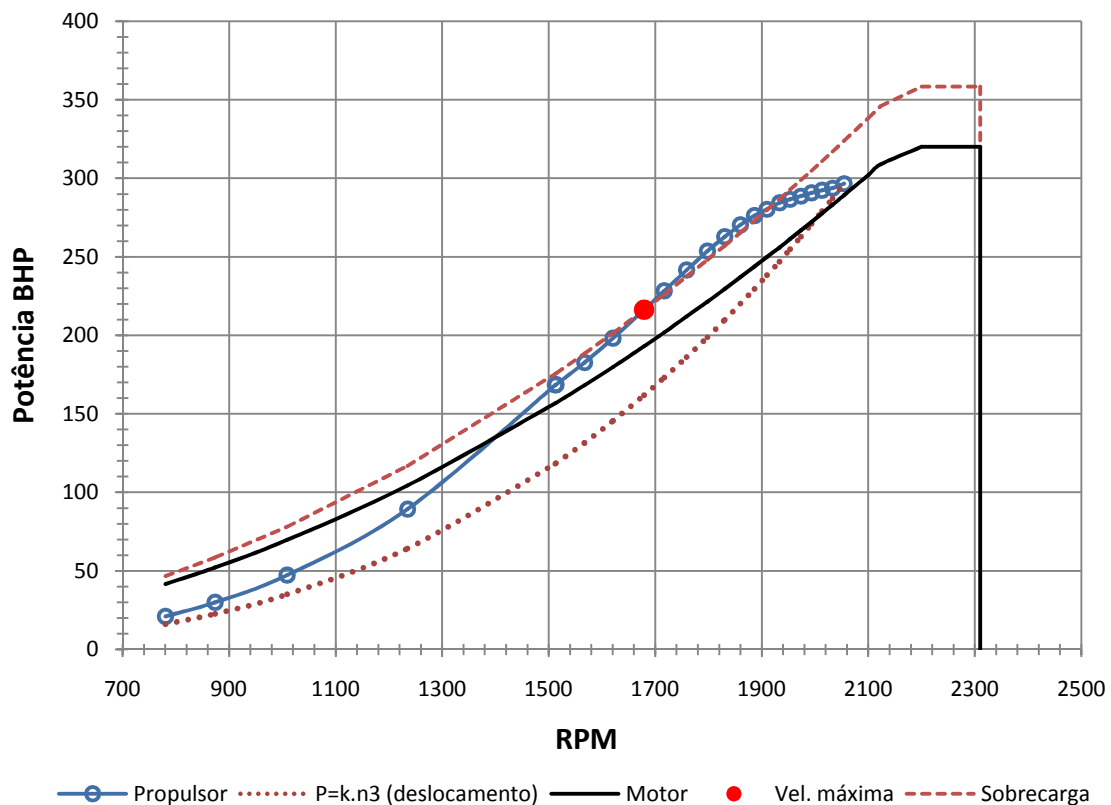


Figura 5.18. Diagrama de carga do motor e do propulsor.

Nota-se que, na condição máxima atingida, a demanda de carga do propulsor está no limite da sobrecarga do motor. Nestas condições o motor não produz mais potência devido à combustão ineficiente e ao aumento de perdas no motor, que acontecem quando este opera em sobrecarga, gerando um sobreaquecimento do mesmo. Se o motor é forçado a aumentar suas rotações, este começará a liberar fumaça produto da combustão incompleta, chegando a interromper seu funcionamento [45].

Para melhorar o desempenho são propostas quatro modificações (independentes entre elas) no sistema de propulsão. As três primeiras não exigem a alteração da caixa redutora nem do motor.

Nas duas primeiras modificações, variações na geometria do propulsor são propostas. Estas variações constam de aumentar o passo (P) ou diminuir o diâmetro (D) devido a serem fatíveis, do ponto de vista econômico e da manufatura. Para determinar qual das duas opções gera um maior desempenho, as Figuras 5.19 e 5.21 mostram o comportamento da carga requerida pelo propulsor quando o P/D e o D são modificados, respectivamente. Além disso, as variações da eficiência do propulsor em relação ao P/D e ao D são mostradas nas Figuras 5.20 e 5.22.

As ordenadas das Figuras 5.19 e 5.21 mostram a potência BHP calculada, e as abscissas mostram em RPS as rotações no eixo na saída da caixa. No caso do motor, o fator de redução (da caixa redutora) é utilizado para que as rotações tenham igual condição do que o propulsor.

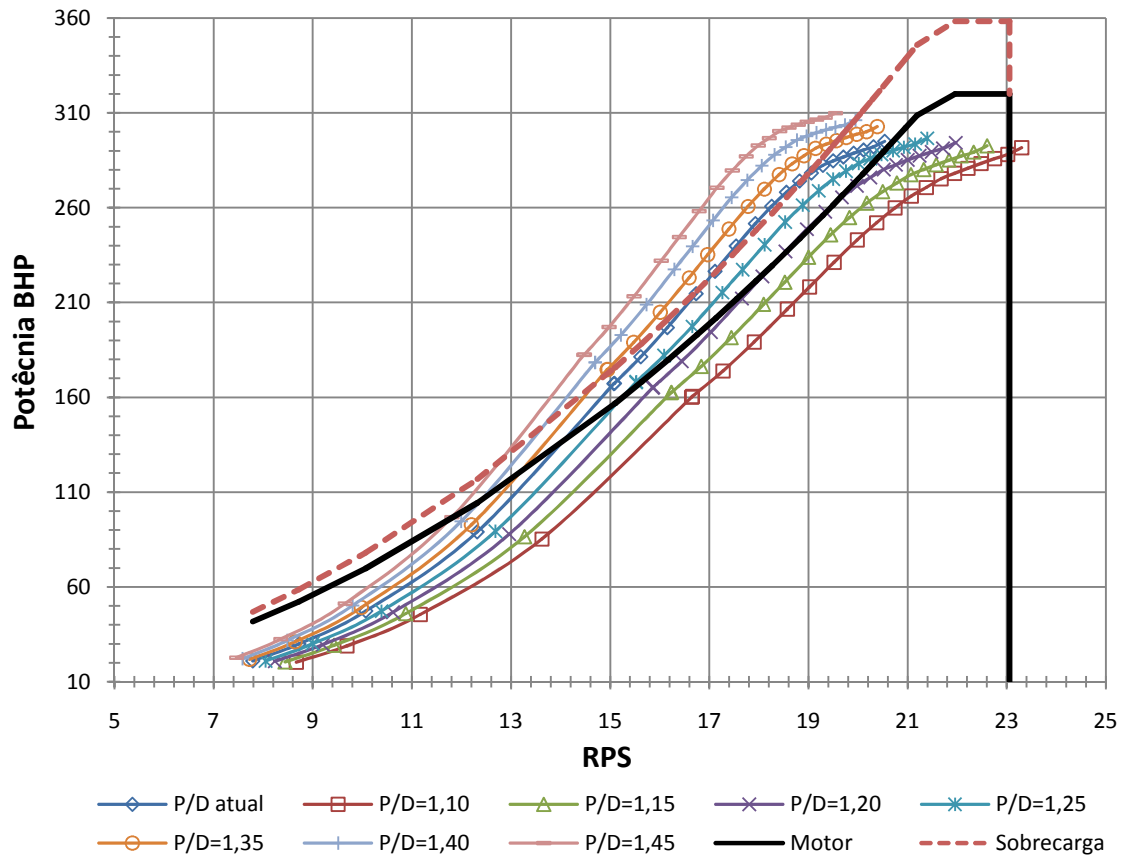


Figura 5.19. Variação da carga do propulsor quando o P/D é alterado.

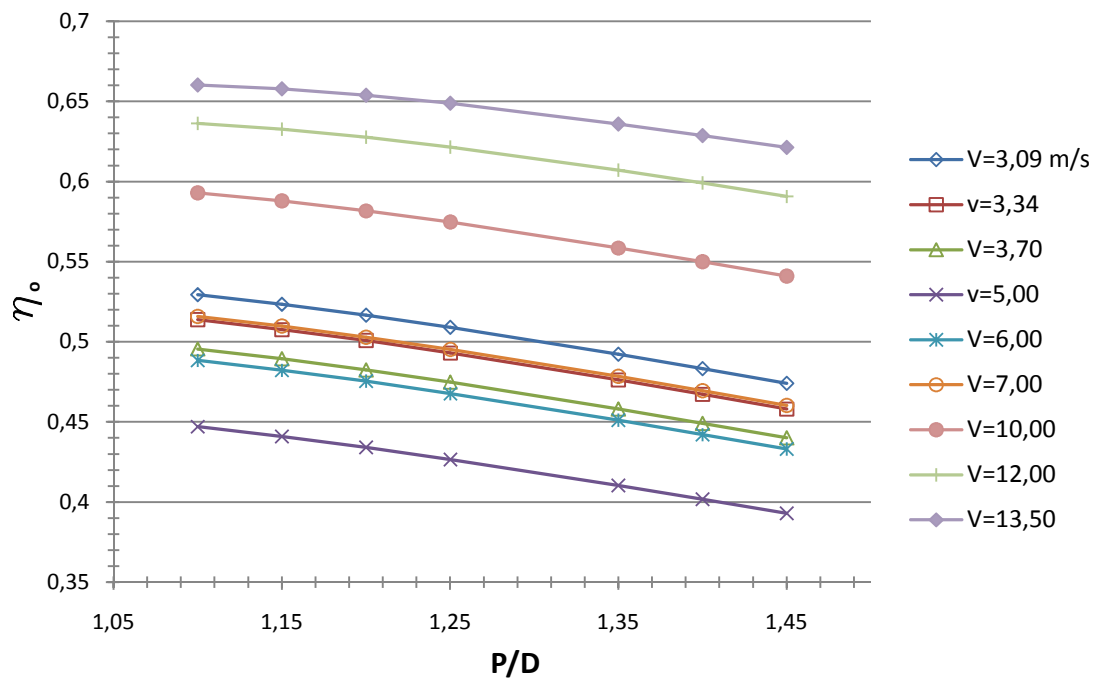


Figura 5.20. Comportamento da eficiência do propulsor em relação ao P/D.

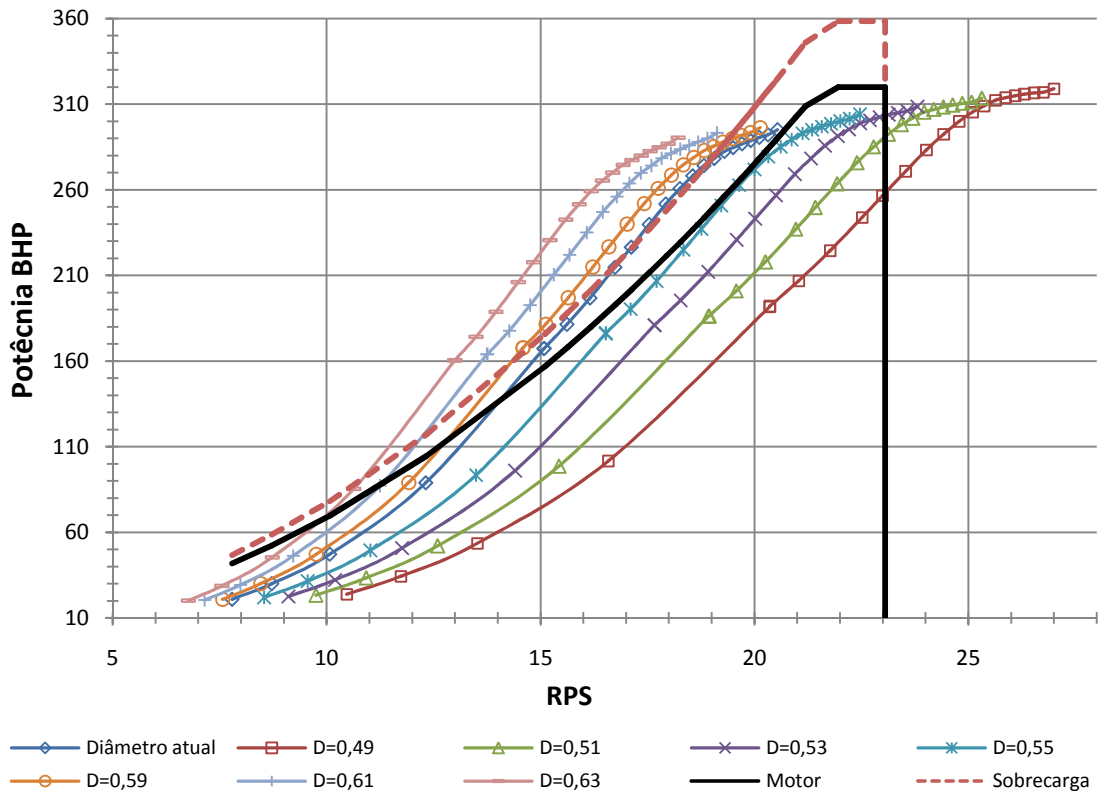


Figura 5.21. Variação da carga do propulsor quando o diâmetro é alterado.

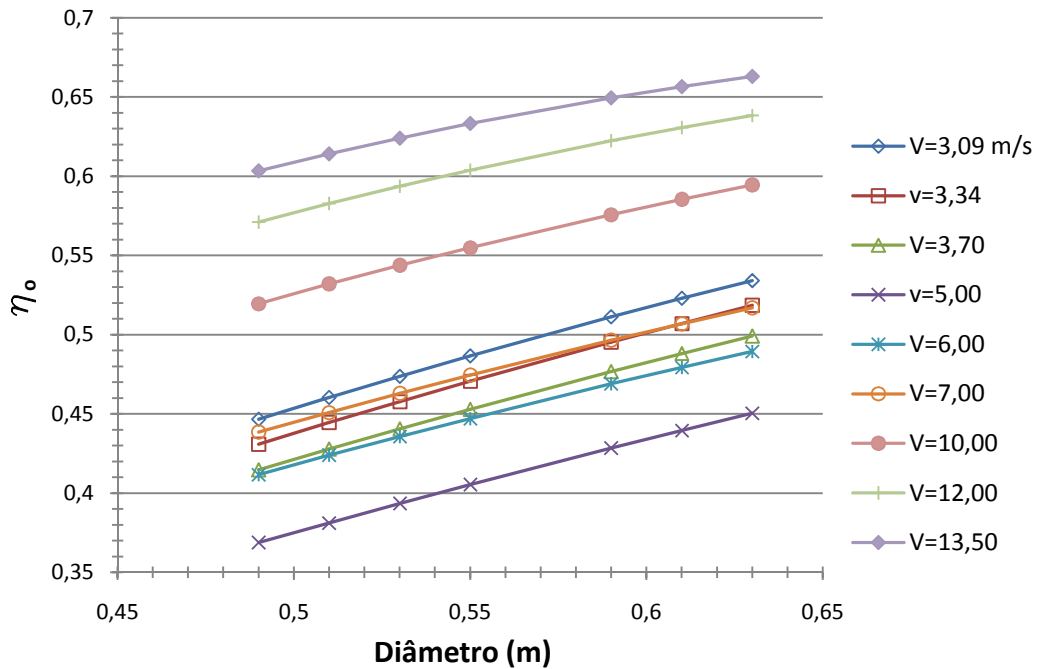


Figura 5.22. Comportamento da eficiência do propulsor em relação ao diâmetro.

A primeira modificação é aumentar o passo do propulsor para que incremente apenas o P/D , diminuindo as rotações requeridas pelo propulsor mantendo a mesma

potência BHP. Da Figura 5.19, note-se que a carga do propulsor aumenta com o aumento do passo, excedendo os limites do motor. Por outro lado, segundo a Figura 5.20, o aumento da razão P/D diminui a eficiência do propulsor, concluindo-se que esta modificação não é recomendável para melhorar o desempenho propulsivo.

A segunda solução que é diminuir o diâmetro, mantendo o passo, gera menores cargas requeridas pelo propulsor, segundo a Figura 5.21. Porém, a diminuição do diâmetro faz com que a eficiência do propulsor decresça (Figura 5.22). Adicionalmente, quando o diâmetro é reduzido, a razão P/D aumenta, aumentando também a carga do propulsor. Apesar disso, observe-se que, das Figuras 5.19 e 5.21, o diâmetro tem maior influência na carga do propulsor do que o P/D . Portanto, a embarcação atingirá maiores velocidades com a diminuição do diâmetro.

Varias simulações realizadas ate determinar o diâmetro ideal, encontrando-se a solução ótima quando $D = 0,52 \text{ m}$, gerando-se um $P/D = 1,43$. Com esta condição a embarcação atingiria 24 kn de velocidade. A Figura 5.23 mostra que a curva de carga do propulsor é menor que a curva do motor, até $RPS = 22,54$ ($RPM = 2258$) e $BHP=319$, sendo esta condição onde a embarcação atingiria a velocidade máxima (ponto vermelho na Figura 5.23).

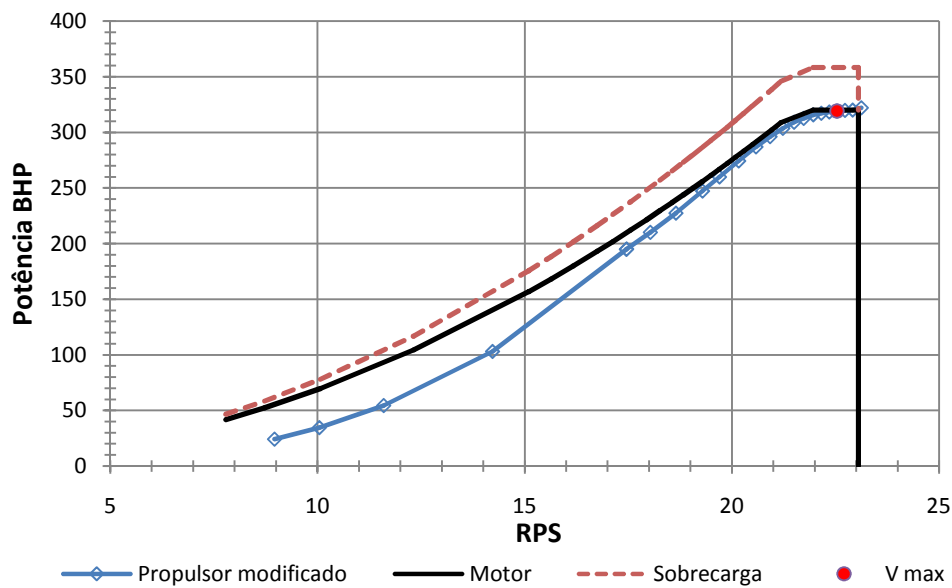


Figura 5.23. Curva de carga do propulsor quando $D=0,52 \text{ m}$.

Embora a diminuição do diâmetro (até $D = 0,52\text{ m}$) gere menores cargas no propulsor, obtendo-se uma curva de carga menor que a curva de carga do motor (Figura 5.23), é necessário conhecer os níveis de cavitação que esta modificação produz. A Figura 5.24 mostra os níveis de cavitação calculados, utilizando-se o algoritmo, para esta modificação.

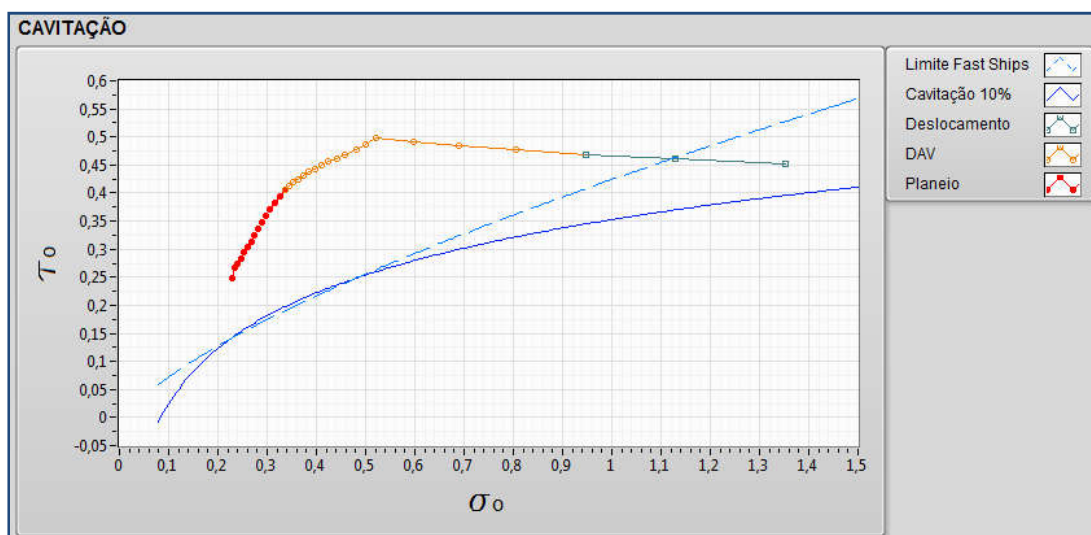


Figura 5.24. Níveis de cavitação do propulsor quando $D=0,52\text{ m}$.

Das Figuras 5.24 e 5.17, determina-se que a diminuição do diâmetro faz com que os níveis de cavitação aumentem, podendo-se gerar uma perda de empuxo e de torque (seção 3.3.2), prejudicando ao desempenho do propulsor.

Uma troca do propulsor é proposta como terceira alternativa. Devido ao fato da série Gawn ter melhor desempenho do que a série B neste tipo de embarcações, vários propulsores da série Gawn foram simulados. Para determinar o propulsor ótimo, as análises que foram realizadas utilizando-se as 5.19, 5.20, 5.21 e 5.22 são levados em conta. Nestas análises foi estabelecido que o propulsor requer de menor carga quando seu diâmetro e sua razão P/D diminui, porém, sua eficiência (η_o) é maior quando o diâmetro é máximo e a razão P/D é mínima.

Adicionalmente, a influência da razão de áreas (BAR) na carga requerida pelo propulsor e na eficiência η_o é determinada para a seleção do propulsor. As Figuras 5.25 e 5.26 mostram a influência deste parâmetro geométrico na carga do propulsor e na

eficiência dele, respectivamente. As rotações do motor e do propulsor são estimados na saída da caixa para uma melhor comparação entre as curvas de potência estimadas.

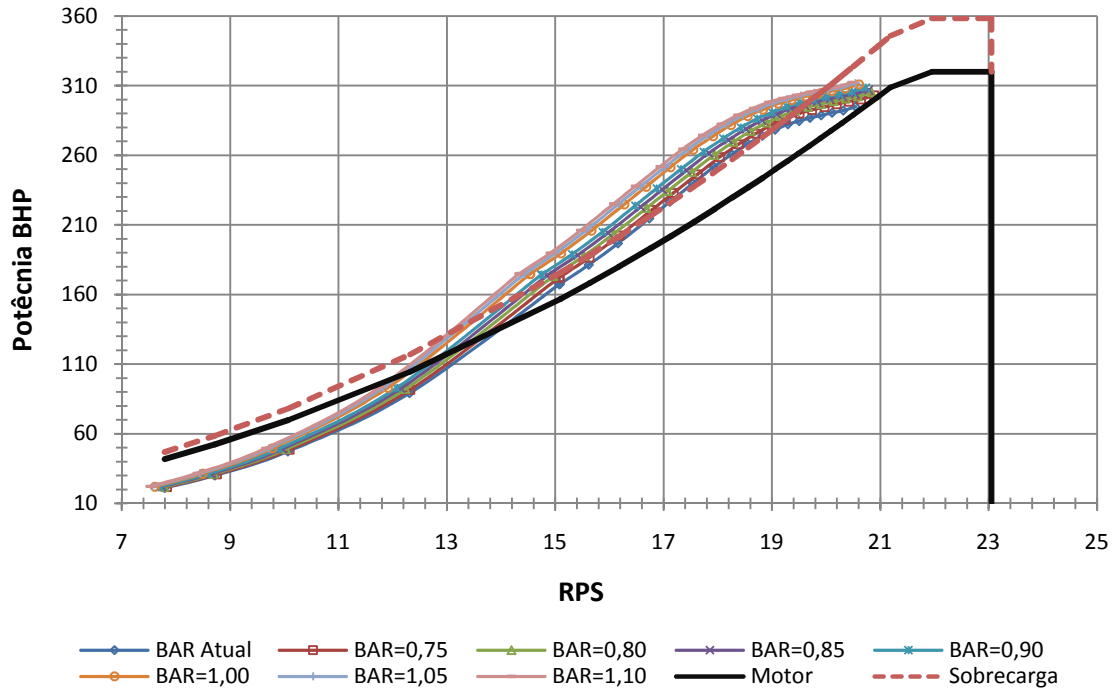


Figura 5.25. Variação da carga do propulsor quando a razão de áreas (*BAR*) é alterada.

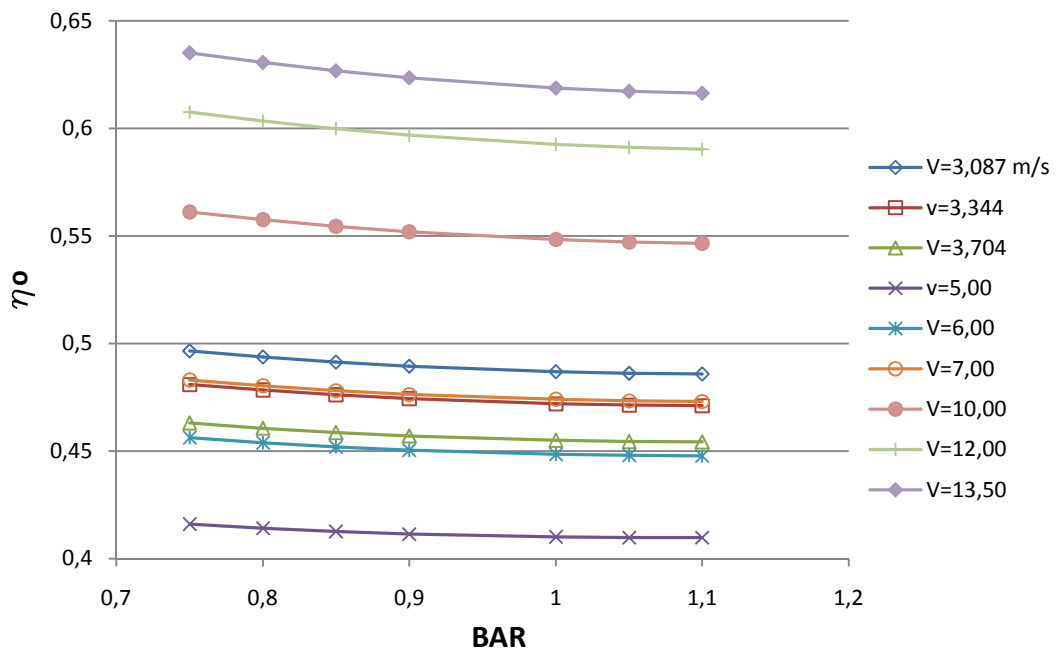


Figura 5.26. Comportamento da eficiência do propulsor em relação à razão de áreas (*BAR*).

Nas Figuras 5.25 e 5.26, observe-se que um aumento da razão de áreas incrementa a carga requerida pelo propulsor e diminui sua eficiência (do propulsor). Não obstante, quando este parâmetro é incrementado de 5% a 7% aproximadamente, a influência deste na carga é menor em relação à influência que têm o P/D e o D , que com uma variação entre 4% e 5% geraram maiores variações na carga e na eficiência do propulsor. Portanto, o D e o P/D possuem maior relevância ao selecionar o propulsor ótimo.

Conhecendo a influência do D e do P/D no desempenho do propulsor (pelo exposto anteriormente) e a importância do BAR nos níveis de cavitação, que diminuem quando o BAR incrementa (seção 3.3.2), vários propulsores da série Gawn foram simulados. Adicionalmente, as restrições impostas pelo motor (curva de carga), limita os propulsores adequados para esta embarcação, permitindo selecionar o propulsor ótimo para esta embarcação. Desta avaliação, as características do propulsor selecionado são:

- Série Gawn, $P/D = 1,01$; $D = 0,60$; $BAR = 1,1$ e $z = 4$.

A Figura 5.27 mostra a curva de carga do propulsor proposto como solução, determinando-se que este propulsor opera dentro dos limites da curva do motor.

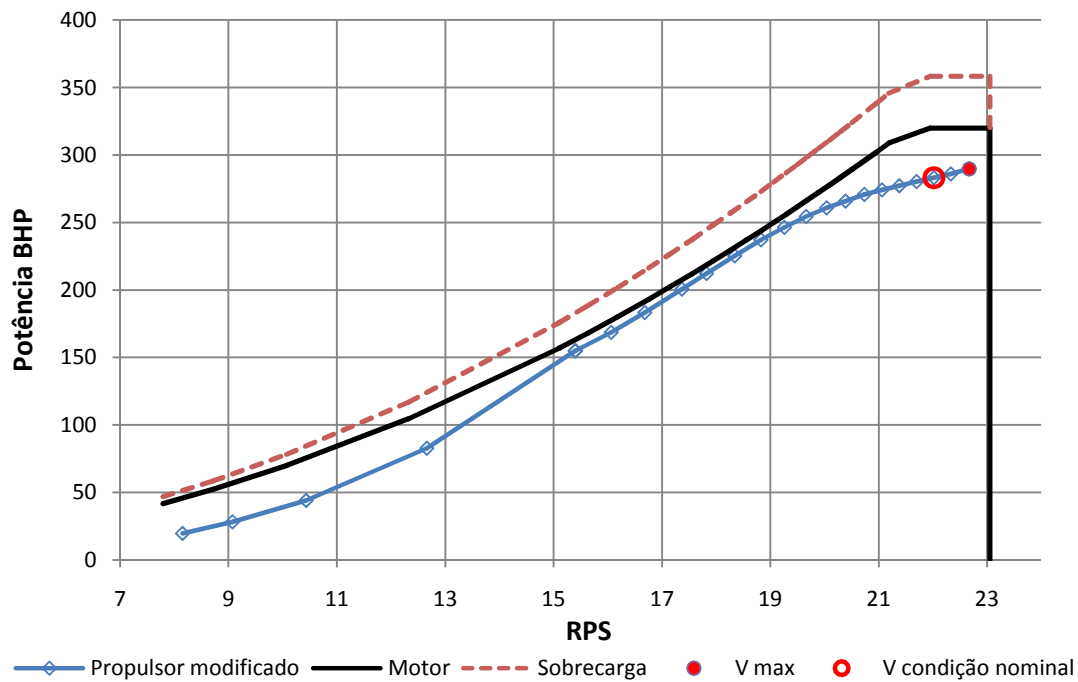


Figura 5.27. Curva de carga do propulsor na terceira modificação: Troca do propulsor.

Com esta modificação, a velocidade máxima atingida é de 26 kn (V_{max} na Figura 5.27), operando na velocidade de projeto. Nesta velocidade, embora a potência BHP requerida pelo propulsor ($BHP = 290$) seja menor à disponível no motor ($BHP = 320$), a rotação requerida (2271 RPM) é maior à nominal (2200 RPM), podendo-se gerar problemas de vibração e danos por atrito no motor [45].

A embarcação pode atingir uma velocidade de 24,2 kn, com o motor operando dentro das suas condições nominais. Neste caso, a rotação e potência BHP requeridas pelo propulsor são 2195 RPM e 284 HP.

Para verificar que os níveis de cavitação estejam dentro do permitido, estes são mostrados na Figura 5.28, nos três regimes hidrodinâmicos.

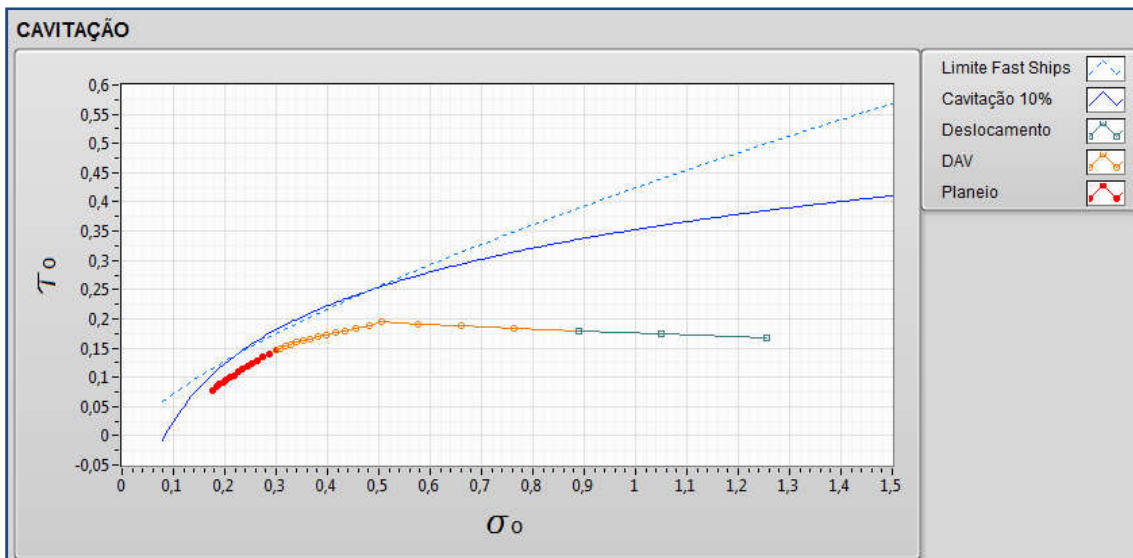


Figura 5.28. Níveis de cavitação na terceira modificação: Troca do propulsor.

Note-se que os níveis de cavitação do novo propulsor são menores que os limites estabelecidos para este tipo de embarcações até sua velocidade de projeto. Portanto, esta modificação do sistema propulsivo é recomendável devido às menores cargas requeridas e aos baixos níveis de cavitação que apresenta.

Na quarta modificação, uma troca do propulsor e da razão da caixa redutora é proposta. Para selecionar o propulsor, a influência dos parâmetros geométricos do propulsor (P/D , D e BAR) na carga requerida e nos níveis de cavitação é considerada. Por outro lado, uma diminuição do fator de redução é proposto para a caixa redutora. Isto aumentará a rotação máxima na saída da caixa. Finalmente, segundo as simulações realizadas, a configuração selecionada foi:

- Série Gawn, $P/D = 0,83$; $D = 0,63 \text{ m}$; $BAR = 0,9$ e $z = 4$.
- $r_{caixa\ redutora} = 1,50:1$.

A Figura 5.29 mostra a curva de carga do propulsor, comparando-a com a curva do motor. A diferença dos outros casos, para estimar as rotações do motor na saída da caixa (abscissa da Figura 5.29), o novo fator de redução empregado é 1,50:1.

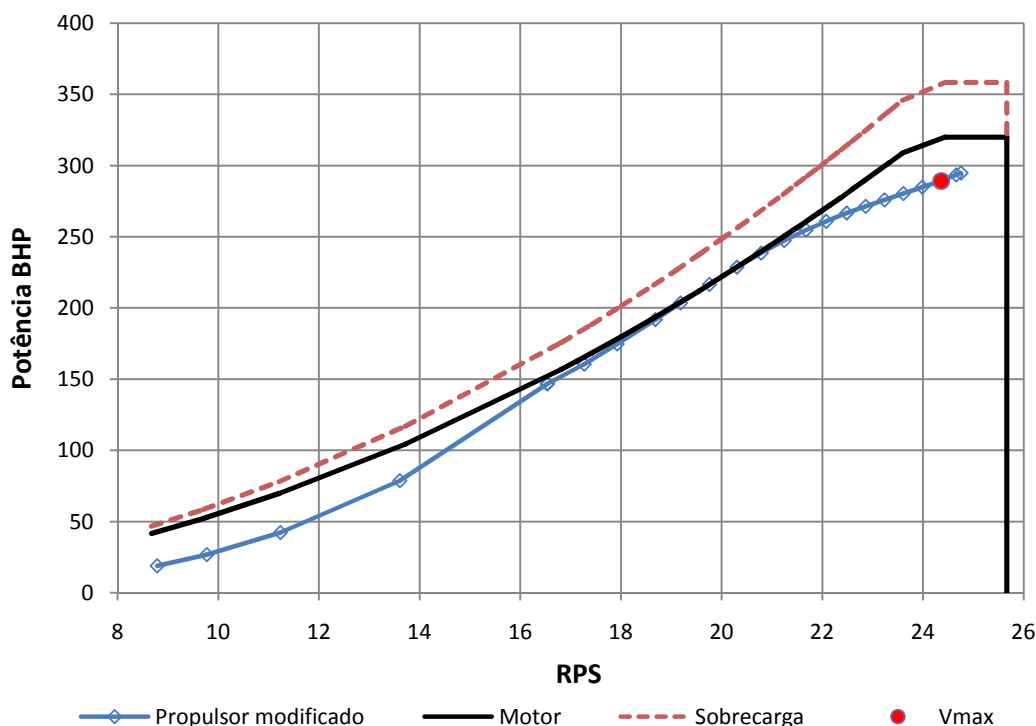


Figura 5.29. Curva de carga do propulsor na quarta modificação: variação do propulsor e da caixa redutora.

Neste gráfico, note-se que a curva de carga do propulsor não excede à curva do motor, mostrando o bom desempenho do propulsor. Com esta nova modificação, a embarcação atingiria 26 kn aproximadamente (V_{max} na Figura 5.29), com os motores operando a 2190 RPM e 289,2 BHP. Estes requerimentos estão dentro da condição nominal do motor (2200 RPM e 320 BHP), operando sem sobrecarga e excesso de rotações.

Uma avaliação da cavitação do propulsor para a solução proposta foi realizada para verificar se os níveis de cavitação estão dentro do permitido, garantindo-se o bom desempenho do propulsor. Na Figura 5.30, o risco de cavitação é apresentado. Deste gráfico, pode-se verificar que, nos três regimes hidrodinâmicos, o propulsor não será afetado pelo fenômeno da cavitação, sendo 10% a máxima área da pá em condição cavitante.

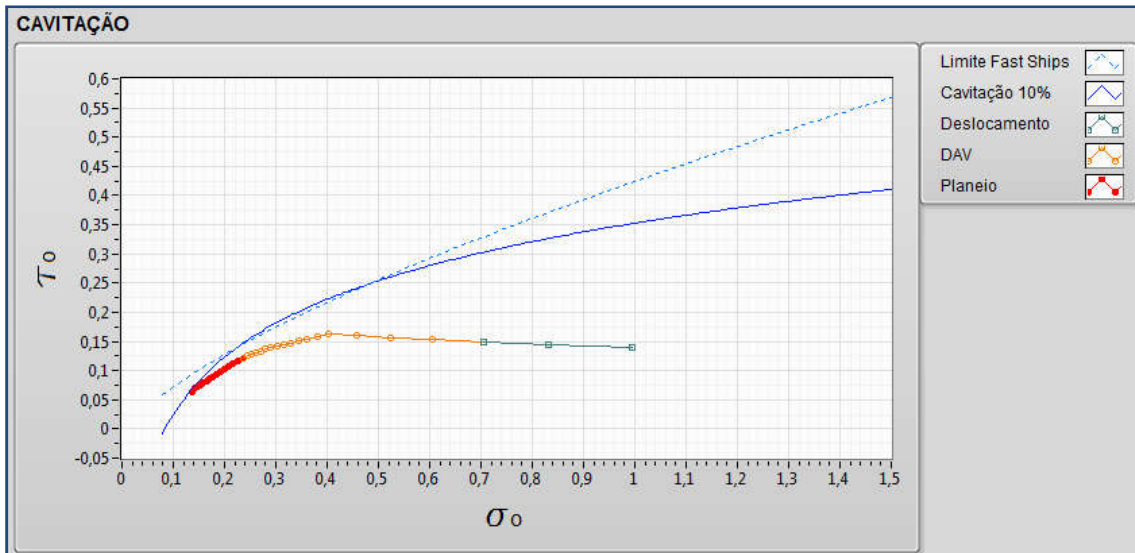


Figura 5.30. Níveis de cavitação na quarta modificação: variação do propulsor e da caixa redutora.

A Tabela 5.13 mostra um resumo das modificações recomendadas para as duas linhas de propulsão (bombordo e boreste), que são a terceira e quarta modificação propostas. Estas modificações geram níveis de cavitação menores do que o limite recomendado pelo diagrama de Burrill (Figuras 5.24 e 5.28). Não obstante, a ultima modificação permite que a embarcação opere na sua velocidade de projeto (26 kn) sem o motor operando em sobrecarga.

Tabela 5.13. Resumo das modificações recomendadas para o sistema de propulsão.

	3a Modificação	4a Modificação
Propulsor	Série Gawn, $P/D = 1,01 \times$ $D = 0,60 \text{ m} \times \text{BAR} = 1,10 \times z = 4$	Série Gawn, $P/D = 0,83 \times$ $D = 0,63 \text{ m} \times \text{BAR} = 0,90 \times z = 4$
Fator de redução	sem alteração	1,50:1

A escolha entre as modificações propostas dependerá também do fator econômico. Dos procedimentos propostos, o armador deverá selecionar o mais adequado do ponto de vista econômico.

As análises realizadas para otimizar o desempenho propulsivo desta embarcação, são produto das simulações desenvolvidas com o algoritmo. Embora os resultados possam não ser exatos, o procedimento que conduzirá a um maior desempenho

propulsivo é proposto. Este procedimento consiste em utilizar um propulsor da série Gawn, e variar os parâmetros geométricos do propulsor considerando-se a influência destes na carga e na eficiência como foi desenvolvido em cada modificação proposta. Neste caso de estudo foi determinado como influenciam estes parâmetros no desempenho do propulsor.

5.2 Análise do desempenho propulsivo de uma embarcação de deslocamento de alta velocidade.

No primeiro caso de estudo, uma embarcação planadora foi utilizada para avaliar seu desempenho propulsivo. Este estudo permitiu validar o cálculo do desempenho propulsivo realizado pelo algoritmo, comparando-se os resultados da rotação, do torque e da potência BHP utilizando-se o algoritmo e os dados experimentais obtidos em prova de mar.

A análise do desempenho propulsivo de uma embarcação de deslocamento de alta velocidade (DAV) é realizada no presente caso de estudo. A diferença do primeiro caso, onde a resistência foi calculada com o *software* Maxsurf Resistência® [5], a resistência é calculada utilizando-se o algoritmo desenvolvido. Posteriormente, os cálculos de rotação e de potência requerida pelo propulsor são realizados para selecionar o sistema propulsivo ótimo para esta embarcação.

Este caso de estudo permitirá validar o procedimento de cálculo da resistência implementado no algoritmo. Além disso, a precisão dos métodos utilizados (Holtrop, Mercier-Savitsky e Lahtiharju) no algoritmo é verificado nas suas respectivas faixas de Fn_{∇} , para as quais foram desenvolvidos.

A validação da resistência é realizada com três modelos, cujos parâmetros geométricos e resultados experimentais são obtidos da publicação realizada por M. De Vos *et al.* (referência [20]). Apenas um dos modelos será utilizado para a análise do desempenho propulsivo devido à maior informação encontrada do casco real.

5.2.1 Avaliação da resistência ao avanço

A resistência de três modelos de embarcações de DAV, com casco quinado, é calculada utilizando-se o algoritmo desenvolvido, comparando-se os resultados com dados experimentais. Os parâmetros geométricos, de cada modelo, requeridos pelo algoritmo para o cálculo da resistência são mostrados na Tabela 5.14.

Tabela 5.14. Características principais dos modelos analisados [20].

Parâmetro	Modelos		
	1-A	2-A	3-A
Calado (m)	0,120	0,090	0,090
Volume (m ³)	0,091	0,029	0,046
Deslocamento (Ton)	0,093	0,030	0,047
Comprimento linha de água (m)	2,214	1,664	2,026
Boca linha de água (m)	0,551	0,440	0,572
Meio ângulo de entrada de linha de água (i _e , °)	20,00	22,00	22,00
Área molhada (m ²)	1,120	0,800	1,310
A. máxima transversal (m ²)	0,052	0,024	0,030
A. transom transversal (m ²)	0,049	0,015	0,018
Comprimento entre perpendiculares	2,126	1,597	1,945
LCB rel. a proa	1,329	0,998	1,216
Coefficiente de seção máxima	0,784	0,598	0,578
Coefficiente linha água	0,800	0,801	0,780
Ângulo de pé de caverna (°)	20,00	18,50	14,00

A comparação entre os resultados obtidos utilizando-se o algoritmo e os dados experimentais (referência [20]) são mostrados nas Tabelas 5.15, 5.16 e 5.17, para os modelos 1-A, 2-A e 3-A, respectivamente. Adicionalmente, para verificar a precisão do procedimento implementado, a diferença percentual da resistência obtida através do algoritmo em relação aos dados experimentais, para cada modelo, são mostrados em cada tabela.

Para verificar se o algoritmo estima corretamente o comportamento da resistência em relação ao Fn_{∇} , os valores obtidos através dos dois procedimentos (algoritmo e teste experimental) são expressados graficamente nas Figuras 5.31, 5.32 e 5.33, para os modelos 1-A, 2-A e 3-A, respectivamente. Em cada figura, uma linha vertical, continua e azul é mostrada para identificar o começo do planeio ($Q_t = 1,34$).

Tabela 5.15. Resistência obtida através do algoritmo e dos dados experimentais: Modelo 1-A.

V (m/s)	Q_t	Fn_{∇}	Resistência ao avanço (N)		Diferença (%)
			Experimental	Algoritmo	
1,464	1,055	0,697	28,142	24,859	-11,67
2,102	1,515	1,001	47,568	43,534	-8,48
2,520	1,816	1,200	68,448	75,403	10,16
2,937	2,117	1,398	93,140	97,747	4,95
3,468	2,499	1,651	100,220	99,190	-1,03
3,985	2,872	1,897	101,128	104,034	2,87
4,516	3,255	2,150	103,670	112,195	8,22

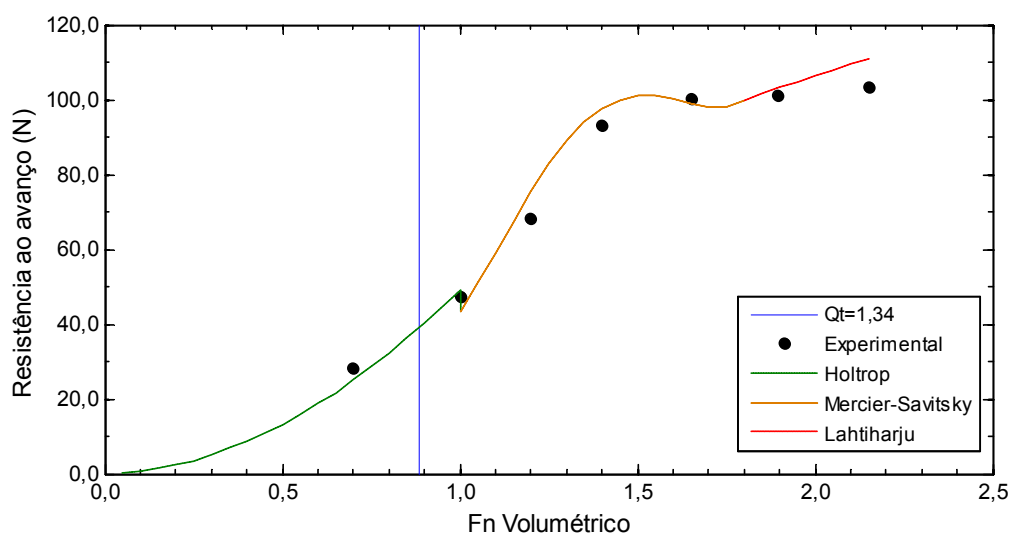


Figura 5.31. Comparação gráfica entre a resistência obtida utilizando-se o algoritmo e dados experimentais: Modelo 1-A.

Da Tabela 5.15, pode-se observar que os resultados obtidos pelo algoritmo apresentam uma alta precisão em relação aos resultados experimentais, encontrando-se prioritariamente diferenças percentuais menores a 9%. As menores diferenças são encontradas quando a resistência é calculada utilizando-se o método de Lahtiharju, implementado no algoritmo ($1,80 \leq Fn_{\nabla} \leq 3,30$). Estas diferenças aumentam e diminuem (comportamento oscilante), identificando-se valores percentuais negativos e positivos alternados, onde, as diferenças negativa e positiva indicam uma resistência subestimada ou sobestimada pelo algoritmo.

O comportamento oscilatório da diferença (%) entre os valores simulados e reais é constatado na comparação gráfica entre os resultados (Figura 5.31). Por outro lado, esta representação gráfica mostra uma alta correlação entre a tendência da resistência simulada e a experimental.

Tabela 5.16. Resistência obtida através do algoritmo e dos dados experimentais: Modelo 2-A.

V (m/s)	Q_t	F_{n_V}	Resistência ao avanço (N)		Diferença (%)
			Experimental	Algoritmo	Algoritmo/Experimental
0,346	0,288	0,198	0,417	0,407	-2,61
0,695	0,579	0,399	0,796	0,696	-12,57
1,048	0,872	0,602	2,114	2,290	8,31
1,221	1,016	0,701	3,995	3,738	-6,45
1,386	1,153	0,796	5,876	5,597	-4,75
1,559	1,297	0,895	8,227	8,162	-0,80
1,736	1,444	0,997	11,894	11,503	-3,29
1,909	1,589	1,096	14,809	17,078	15,32
2,086	1,735	1,198	21,296	23,099	8,47
2,259	1,880	1,297	23,083	25,599	10,90
2,435	2,026	1,398	24,870	27,252	9,58
2,609	2,171	1,498	29,571	28,452	-3,78
2,785	2,318	1,599	30,700	29,577	-3,66
2,959	2,462	1,699	31,453	30,793	-2,10
3,135	2,609	1,800	33,147	35,414	6,84
3,312	2,755	1,901	36,061	37,034	2,70
3,485	2,900	2,001	37,848	38,616	2,03
3,658	3,044	2,101	39,636	40,189	1,40
3,835	3,191	2,202	42,175	41,780	-0,94

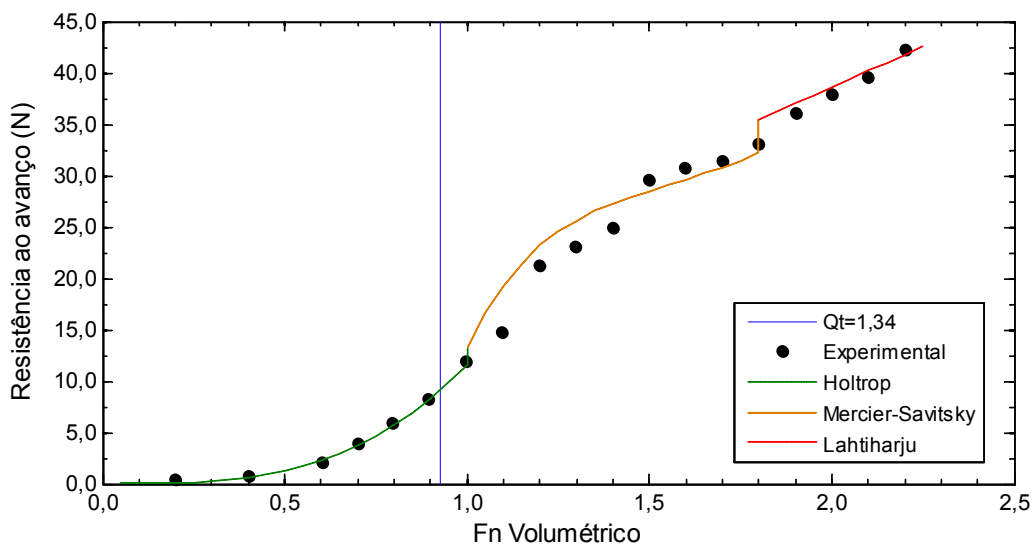


Figura 5.32. Comparação gráfica entre a resistência obtida utilizando-se o algoritmo e dados experimentais: Modelo 2-A.

Note-se, na Tabela 5.16, que o algoritmo conseguiu estimar a resistência com alta acuidade, quando é comparada com os valores experimentais, apresentado diferenças percentuais menores a 7% principalmente. A maior diferença encontrada é de 15,32%. Não obstante, este valor representa uma diferença (numérica) de 2,3 N aproximadamente, similar à diferença localizada em $Fn_{\nabla} = 1,80$, onde esta diferença representa um 6,84% da resistência real.

Neste caso, as maiores diferenças percentuais são identificadas quando a resistência é estimada pelo método de Mercier-Savitsky ($1,00 \leq Fn_{\nabla} \leq 1,80$), no entanto, o comportamento da resistência estimada por este método, implementado no algoritmo, é coerente com os dados experimentais.

Semelhante ao caso anterior, as diferenças (%) mostram um comportamento oscilatório. Isto pode ser observado adequadamente na Figura 5.32. Desta figura, uma excelente correlação entre o comportamento da resistência em relação ao Fn_{∇} , simulada e experimental, é observada.

Tabela 5.17. Resistência obtida através do algoritmo e dos dados experimentais: Modelo 3-A.

V (m/s)	Q _t	Fn _v	Resistência ao avanço (N)		
			Experimental	Algoritmo	Diferença (%)
1,309	0,987	0,698	9,727	11,526	18,49
1,690	1,274	0,902	18,628	20,089	7,84
2,433	1,834	1,298	54,508	53,404	-2,03
2,616	1,973	1,396	55,977	55,606	-0,66
3,001	2,263	1,602	57,720	58,793	1,86
3,556	2,681	1,898	65,704	65,193	-0,78
3,931	2,963	2,097	66,896	67,167	0,40
4,312	3,251	2,301	68,549	68,992	0,65

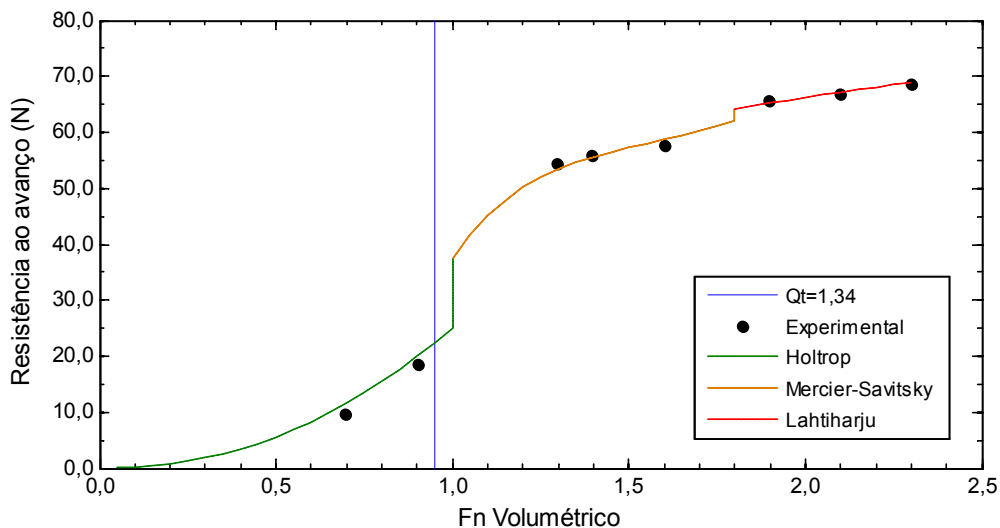


Figura 5.33. Comparação gráfica entre a resistência obtida utilizando-se o algoritmo e dados experimentais: Modelo 3-A.

Baixas diferenças percentuais são encontradas na Tabela 5.17, encontrando-se apenas uma diferença (%) considerável em $Fn_v \approx 0,70$, sendo esta de 18,49%. Não obstante, este valor percentual representa uma diferença numérica de 1,8 N aproximadamente. Portanto, a resistência estimada pelo algoritmo no modelo 3-A apresenta uma alta precisão comparando-se com os dados experimentais.

Os bons resultados encontrados na Tabela 5.17 são refletidos na Figura 5.33, onde, o comportamento da resistência estimada mostra uma alta coerência (linhas intermitentes) em relação aos valores experimentais (pontos pretos).

A avaliação da resistência nos três modelos (1-A, 2-A e 3-A) utilizando-se o algoritmo mostra bons resultados em relação aos resultados experimentais da referência [20]. Embora algumas diferenças percentuais são consideráveis, nos modelos 2-A e 3-A, estas não são maiores a 2,3 N.

Adicionalmente, nos três casos as diferenças percentuais apresentam um comportamento oscilatório, identificando-se valores minimamente subestimados e sobrestimados pelo algoritmo. Este comportamento é observado graficamente nas Figuras 5.31, 5.32 e 5.33. Estas figuras também mostram a alta correlação entre os comportamentos da resistência estimada e da resistência experimental.

5.2.2 Seleção do sistema propulsivo ótimo

A partir dos bons resultados fornecidos pelo algoritmo na seção anterior (seção 5.2.1), pode-se concluir que a metodologia implementada no algoritmo para estimar a resistência em embarcações de DAV é a adequada para este tipo de embarcações.

Além disso, no caso de estudo anterior (seção 5.1), o algoritmo estimou com boa acuidade o desempenho propulsivo, estimando valores de rotação (no eixo), de torque (no eixo) e de potência BHP próximos aos valores medidos.

Em vista disso, o algoritmo é utilizado nesta seção para selecionar um sistema de propulsão eficiente para a embarcação a escala real do modelo 2-A, sendo a escala do modelo 1: 10 do real, segundo a referência [20]. Com esta informação e outros dados encontrados na literatura obtemos as características principais desta embarcação (2-A), mostradas na Tabela 5.18. Estes parâmetros geométricos serão utilizados pelo algoritmo para estimar a resistência e, posteriormente, determinar o sistema de propulsão ótimo, considerando-se dois sistemas de propulsão convencional para esta embarcação (bombordo e boreste).

Tabela 5.18. Características principais da embarcação 2-A

Parâmetro	Valor
Calado (m)	0,900
Volume (m ³)	29,565
Comprimento total (m)	19,450
Boca moldada (m)	4,684
Comprimento linha de água(m)	16,636
Boca linha de água(m)	4,401
LCG rel. a popa (%)	41
Meio ângulo de entrada de linha de água (i _e °)	22,00
Área molhada (m ²)	80,000
A. máxima transversal (m ²)	2,370
A. transom transversal (m ²)	1,469
Coefficiente de bloco	0,450
Coefficiente prismático	0,750
Ângulo <i>deadrise</i> (°)	18,50

Inicialmente, a partir destes dados, a resistência desta embarcação 2-A é estimada utilizando-se o algoritmo. A Figura 5.34 mostra a curva da resistência calculada mediante o algoritmo. Esta curva mostra o comportamento da resistência nos três regimes hidrodinâmicos (Deslocamento, DAV e planeio), onde, a embarcação começa a planar quando $V_S = 9,9 \text{ kn} = 5,1 \text{ m/s}$ ($Q_t = 1,34$). Obtendo-se a resistência, o sistema propulsivo é selecionado.

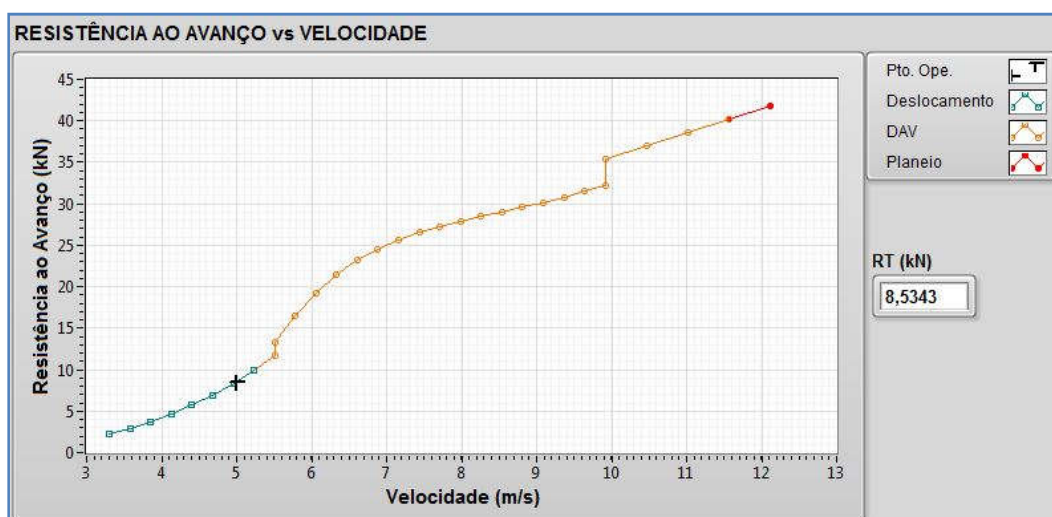


Figura 5.34. Resistência ao avanço da embarcação 2-A.

O primeiro elemento do sistema que será selecionado é o propulsor por ser o mais importante (seção 3.3). Este será selecionado para uma velocidade de operação $V_S = 23kn = 11,83 \text{ m/s}$. Um propulsor da série Gawn é selecionado neste caso devido a ter um melhor desempenho em altas velocidades do que os propulsores da série B.

Conforme ao mencionado na seção 3.3.1, o principal parâmetro geométrico que é determinado no propulsor é o diâmetro máximo (diâmetro ótimo), que esta condicionado por restrições físicas. Neste caso o sistema de propulsão é convencional com eixo inclinado, sendo duas linhas de propulsão. Nesta condição, a restrição física é a folga entre o propulsor e o casco (c). Segundo a sociedade classificadora ABS (*American Bureau of Shipping*), é recomendável que a mínima distância entre a parte superior da pá (do propulsor) e o casco seja $0,25 \cdot R_{0,7}$, onde, $R_{0,7}$ é o raio do propulsor na seção 0,7 da pá, ou seja, $c \geq 0,25 \cdot R_{0,7}$ [46]. Em função do diâmetro, esta distância deve ser aproximadamente $c \geq 0,10 \cdot D$. Esta distância mínima evita vibrações consideráveis no casco causadas pela operação do propulsor [46].

Realizando uma análise geométrica na Figura 5.35, e considerando a distância mínima recomendada pela ABS, obtemos a seguinte expressão para calcular o diâmetro máximo:

$$D = \frac{h \cdot \cos \beta}{0,6} \quad (3.82)$$

onde, β é o ângulo de pé de averna (*deadrise*) e h é a profundidade do propulsor em relação ao casco (Figura 5.35).

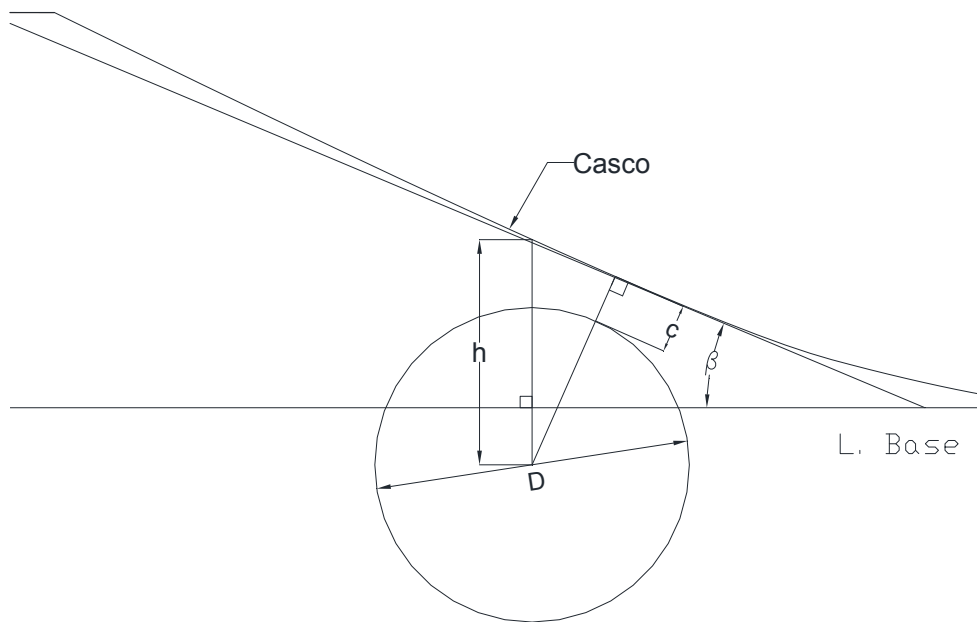


Figura 5.35. Localização do propulsor na popa da embarcação.

Para localizar o propulsor, o primeiro caso de estudo (seção 5.1) é empregado como referência. No primeiro caso de estudo a profundidade do propulsor em relação ao casco (h) foi de 0,42 m para um calado de 0,7 m, com um ângulo de inclinação do eixo igual $7,5^\circ$. Neste caso, o h será proporcional à relação entre calados do primeiro caso e desta embarcação, sendo 0,9 m o calado neste caso e mantendo-se o mesmo ângulo de inclinação. Portanto,

$$\frac{h}{0,42} = \frac{0,9}{0,7} \rightarrow h = 0,54 \text{ m}$$

A partir deste valor, do ângulo de pé de caverna (Tabela 5.18) e da Equação (3.82), o diâmetro ótimo é 0,85 m.

Estabelecendo um número de pás igual a 4, similar ao caso anterior, a razão P/D e o BAR são os próximos parâmetros geométricos que são determinados.

Para estimar o P/D e o BAR do propulsor ótimo, as curvas da carga requerida pelo propulsor são calculadas utilizando-se o algoritmo para diferentes valores de P/D e de BAR , mantendo constante os parâmetros restantes. Nas Figuras 5.36 e 5.37 são

mostradas as variações da carga em relação ao P/D e o BAR , respectivamente. Nestas figuras, a abscissa representa à potência BHP e a ordenada às rotações requeridas pelo propulsor (RPS).

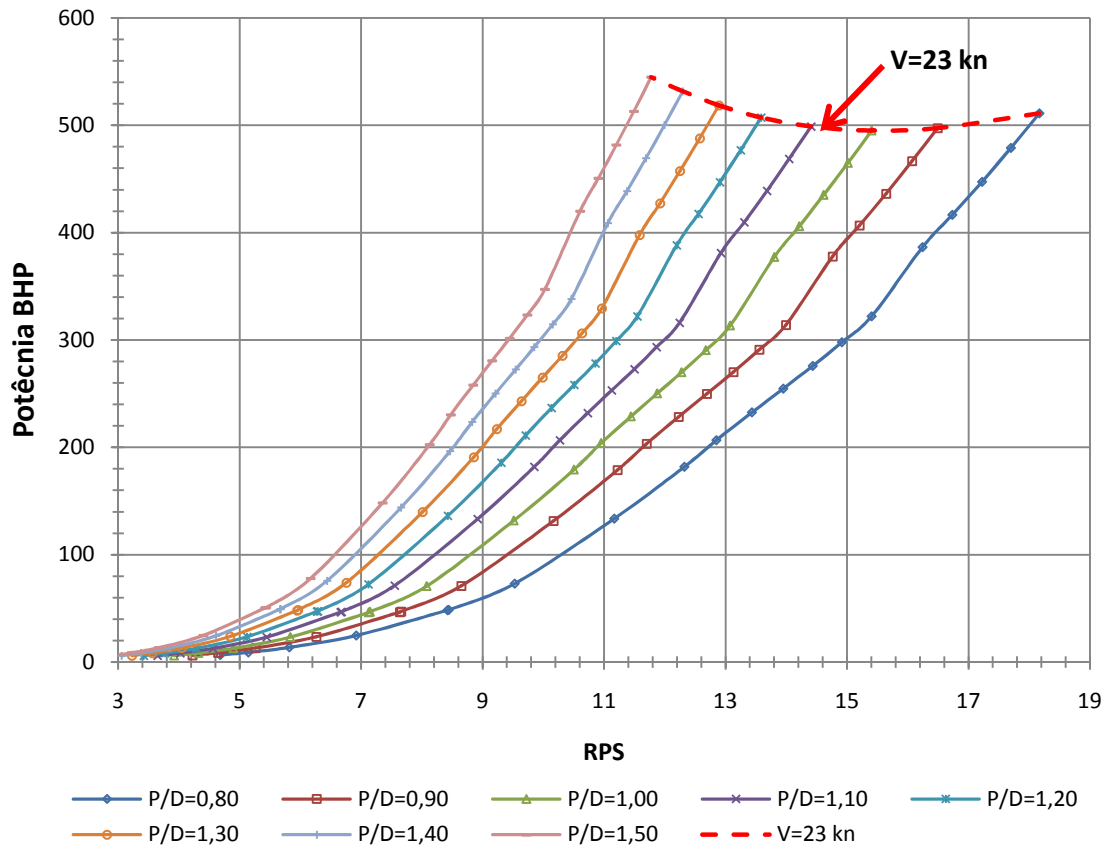


Figura 5.36. Carga requerida pelo propulsor para diferentes valores de P/D (BHP-RPS).

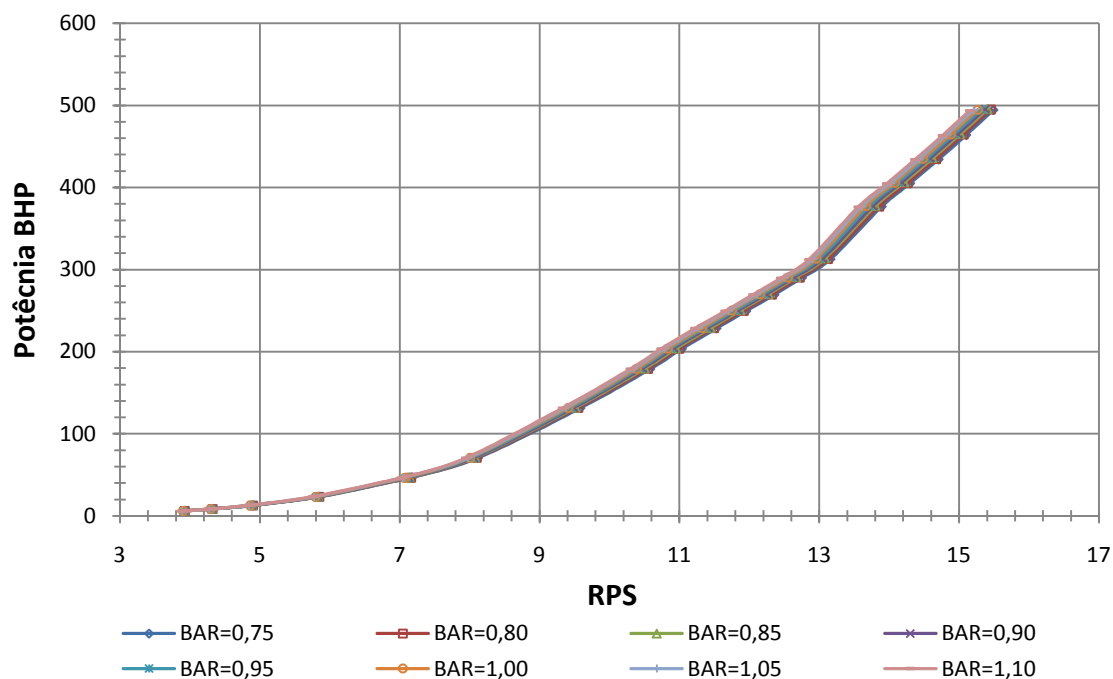


Figura 5.37. Carga requerida pelo propulsor para diferentes valores de BAR (BHP-RPS).

Dos gráficos mostrados, note-se que o P/D tem uma influência maior na carga do propulsor do que o BAR , apresentando-se pequenas mudanças na carga quando o BAR é alterado. Portanto, o P/D ótimo é quem gere a menor carga (requerida pelo propulsor). Por outro lado, o BAR tem uma maior influência nos níveis de cavitação do propulsor (seção 3.3.2). Em vista disso, o BAR ótimo é quem gere níveis de cavitação permissíveis.

Na Figura 5.36, a linha intermitente vermelha representa a carga do propulsor a uma velocidade constante de 23 kn. Observe-se que a menor carga requerida para esta velocidade (23 kn) é quando $P/D = 1,00$ aproximadamente. Por conseguinte, este valor de P/D é o ideal para este propulsor.

Conhecendo o P/D , o número de pás e o diâmetro, o BAR mínimo é estimado utilizando-se o algoritmo para diferentes velocidades da embarcação (Tabela 5.19), onde a máxima velocidade é a velocidade de operação da embarcação (23 kn = 11,83 m/s).

Tabela 5.19. BAR mínimo calculado utilizando-se o algoritmo.

V (m/s)	BAR mínimo	V (m/s)	BAR mínimo
3,087	0,127	7,500	0,554
3,344	0,144	8,000	0,565
3,704	0,168	8,500	0,574
4,270	0,210	9,000	0,584
4,990	0,276	9,500	0,598
5,000	0,277	10,000	0,669
5,500	0,330	10,500	0,691
6,000	0,453	11,000	0,715
6,585	0,510	11,500	0,740
7,000	0,536	11,840	0,758

Na Tabela 5.19, o máximo valor encontrado é 0,758. Portanto, o valor do *BAR* que gera os níveis de cavitação máximos permissíveis é 0,76.

Em conclusão, segundo a análise realizada, as características do propulsor ótimo para esta embarcação nas duas linhas de propulsão são:

- Série Gawn
- $D = 0,85 \text{ m}$,
- $z = 4$,
- $P/D = 1,00$, e
- $BAR = 0,76$.

Com este propulsor, a potência BHP e a rotação requeridas pelo propulsor na velocidade máxima (23 kn) são 485 e 15,4 RPS (924) respectivamente. Baseando-se nestes dados, o motor é selecionado. Dentre os vários motores da Caterpillar encontrados, o motor selecionado é o CAT C12 490 HP/2300 cuja capacidade satisfaz a demanda do propulsor.

A curva de carga do propulsor selecionado é mostrada na Figura 5.38, onde, a curva do motor também é traçada utilizando-se os dados da referência [47] (especificações técnicas e de desempenho do motor CAT C12). A comparação destas curvas permite selecionar a caixa redutora ótima para esta embarcação.

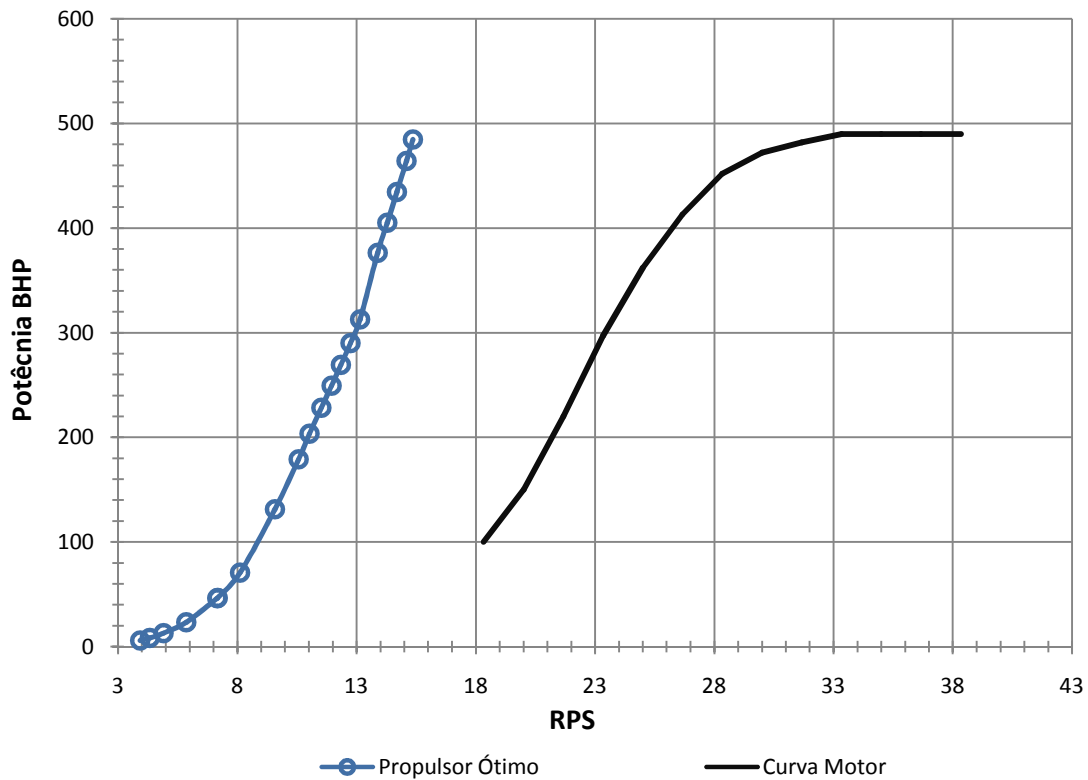


Figura 5.38. Curvas de carga do motor e do propulsor selecionados.

Na Figura 5.38, embora a potência nominal do motor é igual ou maior que potência máxima requerida pelo propulsor, há um defase entre a curva do motor e do propulsor devido à diferença de rotações.

Para corrigir este defase de rotação, uma caixa redutora é selecionada. O fator de redução da caixa determinado localizará a curva do propulsor dentro da curva do motor. Com estas condições, a caixa redutora escolhida é a ZF 45-1, cujo fator de redução (ratio) é 2,495:1. As especificações técnicas desta caixa estão na referência [48].

A curva de carga do propulsor e a curva do motor (incluindo o fator de redução) são mostradas na Figura 5.39, verificando-se que a curva do propulsor esta dentro dos limites do motor selecionado. Nesta figura, a linha continua vertical vermelha indica o começo do planeio.

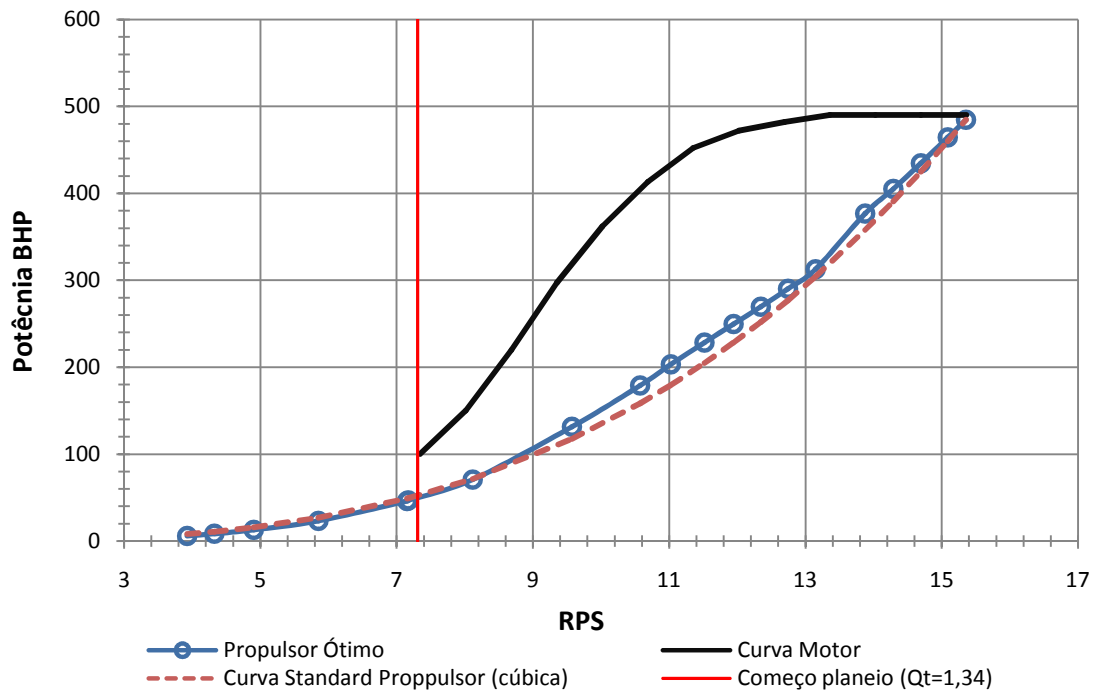


Figura 5.39. Curva de carga do motor e do propulsor com caixa redutora selecionada.

Note-se que, similar ao caso de estudo anterior (seção 5.1), a tendência da carga do propulsor é diferente em relação à curva convencional do propulsor encontrada nas embarcações de deslocamento ($BHP = k.RPM^3$, curva cúbica). Por outro lado, a tendência da carga do propulsor desta embarcação de DAV é diferente à curva de carga do propulsor da embarcação planadora mostrada no caso anterior (Barco Chefe).

Finalmente, as características do sistema de propulsão selecionado para cada lado (um sistema em bombordo e outro em boreste) desta embarcação são mostradas na Tabela 5.20.

Tabela 5.20. Características do sistema de propulsão selecionado.

Item	Características ou Parâmetros
Propulsor	Série Gawn, D=0,85 m x P/D=1,00 x BAR=0,76 x z=4
Motor	CAT C12 490HP@2300RPM
Caixa redutora	ZF 45-1, RATIO=2,495:1

5.2.3 Análise do desempenho propulsivo

Para verificar o bom desempenho propulsivo da embarcação 2-A com o sistema de propulsão selecionado, a potência, a eficiência e os níveis de cavitação são simulados utilizando-se o algoritmo (Figuras 5.41, 5.42 e 5.43). Adicionalmente, o desempenho do propulsor na velocidade máxima é mostrado na Figura 5.40.

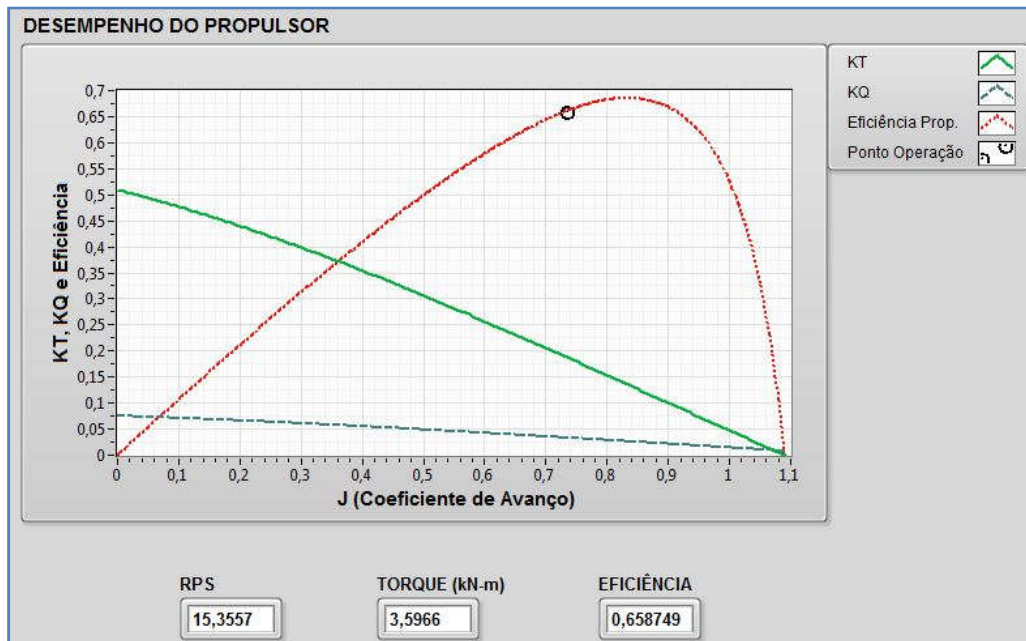


Figura 5.40. Desempenho do propulsor em máxima velocidade.

Na Figura 5.40, o ponto de operação do propulsor é representado pelo círculo preto na curva de desempenho do propulsor. Observe-se que o propulsor opera com alta eficiência ($\eta_o = 0,659$) na velocidade máxima, sendo esta próxima à eficiência máxima.

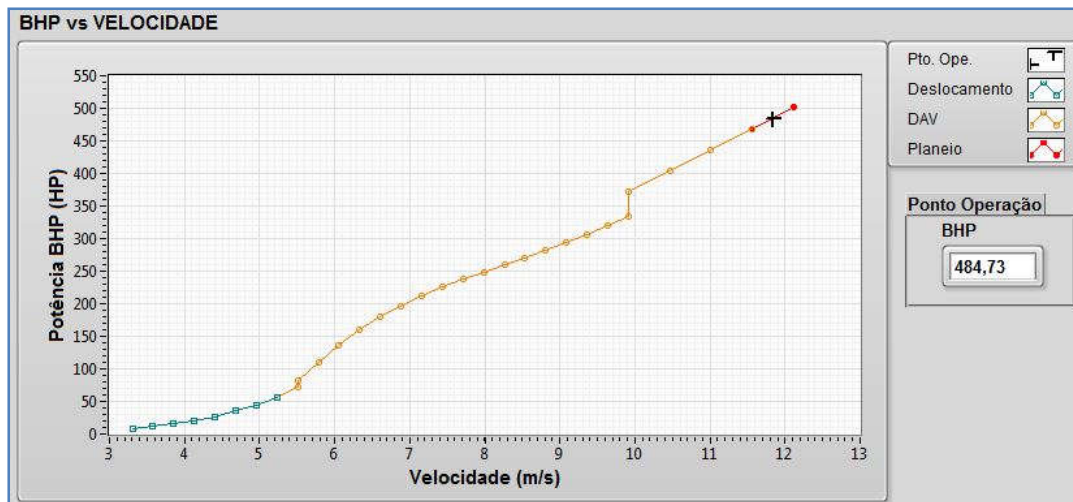


Figura 5.41. Comportamento da potência nos três regimes hidrodinâmicos: Embarcação 2-A.

A Figura 5.41 indica uma maior demanda da potência (do motor) no regime de transição entre o deslocamento e o planeio, analogamente ao Barco Chefe. No entanto, a inflexão no regime DAV mostrado neste caso é menos protuberante (menor inflexão) do que a inflexão apresentada pelo Barco Chefe neste mesmo regime.

No regime de planeio ($Q_t \geq 3,00$), a tendência da potência nesta embarcação tem um crescimento maior do que a potência requerida pelo Barco Chefe (Figura 5.15). Este incremento da potência em altas velocidades não é recomendável para este tipo de embarcações porque gera um excessivo consumo de combustível. Portanto, a embarcação planadora tem um melhor desempenho propulsivo em planeio plenamente desenvolvido do que a embarcação de DAV.

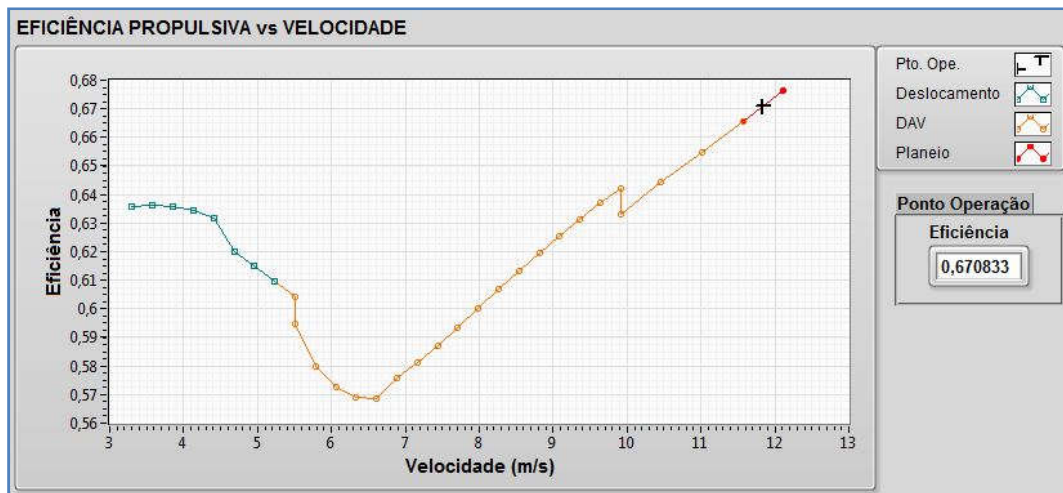


Figura 5.42. Comportamento da eficiência propulsiva BHP nos três regimes hidrodinâmicos: Embarcação 2-A.

Segundo a Figura 5.42, os menores valores para a eficiência propulsiva são encontradas no regime DAV. Por esse motivo, deve-se evitar que a embarcação opere nessa faixa de velocidades. O sistema propulsivo terá um melhor desempenho (maiores eficiências propulsivas) quando opere entre 10 m/s e sua velocidade máxima.

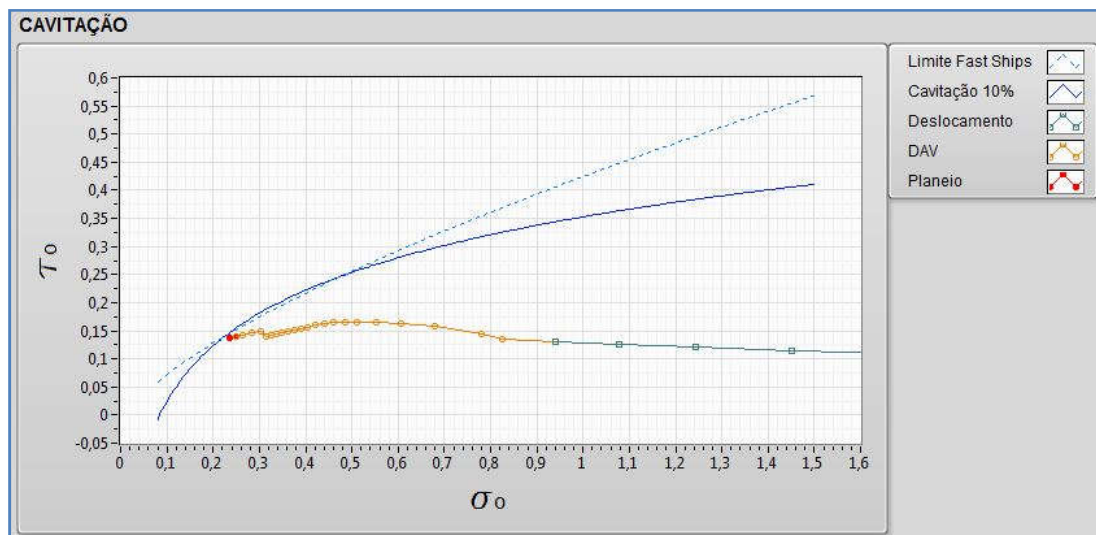


Figura 5.43. Risco de cavitação no propulsor: Embarcação 2-A.

Na Figura 5.43, os níveis de cavitação estão dentro do limite permitido para este tipo de embarcações (segundo Burrill), verificando-se a boa estimativa do *BAR* mínimo realizada utilizando-se o algoritmo. A embarcação tem maiores níveis de cavitação quando atinge maiores velocidades.

6 Conclusões e Recomendações

6.1 Conclusões

O objetivo desta dissertação é o desenvolvimento de um algoritmo, no programa LabVIEW, que permita calcular o desempenho propulsivo de embarcações de alta velocidade, implementando métodos de cálculo da resistência, dos coeficientes da interação casco-propulsor, da rotação e da potência. A eficiência de cálculo deste algoritmo depende principalmente da precisão na estimativa da resistência, dos coeficientes da interação casco-propulsor e da rotação no propulsor.

O procedimento de cálculo implementado para estimar a resistência em altas velocidades, baseado nos métodos de Mercier-Savitsky e Lahtiharju, foi testado utilizando-se três modelos de DAV quinados, comparando-se os seus resultados com os obtidos através de testes experimentais. Os resultados da resistência calculada utilizando-se o algoritmo mostraram uma alta precisão quando foram comparados com os dados experimentais, validando-se os métodos de cálculo implementados no algoritmo. Verificou-se também que os métodos utilizados descrevem o comportamento da resistência com alta coerência. Porém, antes de utilizar estes métodos para calcular a resistência, deve verificar-se que o casco cumpra com as restrições geométricas dos mesmos (ver Capítulo 3) para evitar erros de cálculo consideráveis

O método implementado no algoritmo para avaliar o desempenho propulsivo foi testado com uma embarcação planadora de propulsão convencional (Barco Chefe), comparando-se os resultados com os valores medidos em prova de mar. O algoritmo identificou com uma boa precisão os valores de torque, de rotação e de potência (BHP), estimando-se as rotações com maior acuidade do que os outros fatores.

Na avaliação desta embarcação (Barco Chefe), a influência do fluxo oblíquo no desempenho propulsivo foi avaliado. Este fenômeno afetou mais o cálculo do torque e da potência do que a rotação. Como foi mencionado na fundamentação teórica, o fluxo

oblíquo influenciou o empuxo, gerando uma maior demanda do torque. Não considerar este efeito pode induzir à seleção de motores de menor capacidade.

Demonstrou-se que o algoritmo é útil para otimizar o sistema propulsivo, como foi realizado no primeiro caso de estudo, onde, conseguiu-se atingir maiores velocidades com as modificações recomendadas. No segundo caso de estudo, a utilidade do algoritmo para selecionar o sistema de propulsão ótimo, em embarcações de alta velocidade, foi verificada, selecionando-se um propulsor com baixos níveis de cavitação.

A análise de desempenho dos casos de estudo identificou que a maior demanda de potência ocorre na região de transição entre o deslocamento e o planeio, independentemente se é uma embarcação de planeio ou de DAV. Do ponto de vista da eficiência, os menores valores foram encontrados também nesta região. Do ponto de vista da cavitação, os níveis mais altos foram identificados nos regimes de planeio e de deslocamento de alta velocidade. Por estas razões, deve-se evitar que a embarcação opere no regime de deslocamento de alta velocidade. Estas condições dificultam que a embarcação atinja maiores velocidades, como ocorreu com a embarcação Barco Chefe. Esta embarcação não conseguiu superar o regime de deslocamento de alta velocidade. Uma análise do desempenho foi realizada nele, verificando-se a não adequação do propulsor para esta embarcação devido às altas cargas demandadas. A partir desta análise uma solução foi proposta, conseguindo diminuir a carga demandada pelo propulsor.

Nesta análise, foi observado que a diferença do comportamento cúbico da carga do propulsor nas embarcações de deslocamento ($P = k \cdot n^3$), a curva de carga (do propulsor) nas embarcações de alta velocidade mostra maiores demandas de potência nas velocidades intermediárias, podendo atingir a zona de sobrecarga do motor nestas velocidades. Portanto, é recomendável realizar-se a estimativa de carga para cada velocidade, sem utilizar $P = k \cdot n^3$, e projetar a curva junto com o diagrama de carga do motor, para verificar que o propulsor não opera em zonas de sobrecarga do motor.

A precisão na estimativa da resistência será importante para poder prever com precisão o comportamento do desempenho propulsivo. Antes de utilizar um método de

cálculo de resistência deve-se verificar que os parâmetros geométricos do casco estão dentro da faixa de aplicação do método empregado.

Realizar a avaliação da cavitação nos três regimes hidrodinâmicos, e não apenas na velocidade de projeto, é necessário para verificar o bom desempenho do propulsor.

6.2 Recomendações

Este algoritmo foi projetado para embarcações de alta velocidade. Como trabalho futuro, recomenda-se melhorar o cálculo da resistência, implementando outros métodos de cálculo que estimem a resistência em cascos de planeio e deslocamento de alta velocidade, ampliando-se a aplicação para outras formas geométricas como os cascos redondos. Para melhorar a precisão do cálculo pode-se estimar a resistência através de cálculos numéricos, implementando-se uma rotina no algoritmo que processe os dados calculados, determinando o desempenho propulsivo com maior precisão. Neste processo pode-se adicionar um método para estimar a resistência devida às ondas geradas pelo estado do mar.

O método utilizado para estimar os coeficientes de casco-propulsor nos cascos de planeio deve ser verificado utilizando dados experimentais. Adicionalmente, estes coeficientes devem ser avaliados utilizando outros métodos para cascos de planeio e de DAV, verificando-se que métodos são recomendáveis para cada tipo de casco.

Este algoritmo pode-se ser ampliado para outros tipos de sistemas de propulsão, conforme os sistemas mencionados no Capítulo 1.

Para verificar e melhorar o algoritmo é necessário utilizar outras embarcações e realizar testes em prova de mar para diferentes velocidades. Isto permitirá conhecer o comportamento propulsivo da embarcação de forma mais detalhada.

7 Bibliografia

- [1] INTERNATIONAL MARITIME ORGANIZATION, “Energy Efficiency Measures.” [Online]. Available: <http://www.imo.org/en/ourwork/environment/pollutionprevention/airpollution/pages/technical-and-operational-measures.aspx>. [Accessed: 04-Sep-2018].
- [2] L. A. V. PINTO, “Um Estudo para Melhoria do Sistema Propulsivo de Navios com Motores de Baixa Rotação,” COPPE/UFRJ, Rio de Janeiro, RJ, Brasil, 1995.
- [3] O. M. FALTINSEN, *Hydrodynamics of High Speed Marine Vehicles*, 1st ed. New York, USA: Cambridge University Press, 2005.
- [4] D. L. BLOUNT AND R. J. BARTEE, “Design of Propulsion Systems for High-Speed Craft,” *Mar. Technol.*, vol. 34, no. 4, pp. 276–292, 1997.
- [5] BENTLEY SYSTEMS, “Maxsurf Resistance.” Pennsylvania, USA, p. 71, 2013.
- [6] D. M. MACPHERSON, “Reliable Speed Prediction : Propulsion Analysis and a Calculation Example.” HydroComp, Inc, IBEX 2004, pp. 1–9, 2004.
- [7] AUTOSHIP SYSTEMS CORPORATION, “Autopower.” Vancouver, Canada, p. 97, 2004.
- [8] I. DRS TECHNOLOGIES, “Orca3D.” Maryland, USA, p. 435, 2015.
- [9] L. CASTELLI, “Ferramenta Computacional para Projeto Conceitual de Embarcações de Planeio e seu Sistema Propulsivo,” Escola Politécnica, UFRJ, Rio de Janeiro, RJ, Brazil, 2015.
- [10] J. HOLTROP, “A Statistical Re-Analysis of Resistance and Propulsion Data,” *Int. Shipbuild. Prog.*, vol. 31, no. 363, pp. 272–276, 1984.
- [11] J. MERCIER AND D. SAVITSKY, “Resistance of Transom-Stern Craft in the Pre-Planing Regime,” New Jersey, 1973.
- [12] E. LAHTIHARJU, T. KARPPINEN, M. HELLEVAARA, AND T. AITTA, “Resistance and Seakeeping Characteristics of Fast Transom Stern Hulls with Systematically Varied Form,” *SNAME Trans.*, vol. 99, no. 1, pp. 85–118, 1991.
- [13] F. DE LUCA, S. MANCINI, C. PENSA, G. STAIANO, AND N. FEDERICO, “Numerical evaluation (CFD) of Wake and Thrust Deduction Fraction of a Warped Hard Chine Hulls Systematic Series,” in *Proceedings of 10th RINA High Speed Marine Vehicles Symposium*, 2014.
- [14] D. SAVITSKY, “Hydrodynamic Design of Planning Hulls,” *Mar. Technol.*, vol. 1, no. 1, pp. 71–95, 1964.
- [15] E. P. Clement and D. L. Blount, “Resistance Tests of a Systematic Series of Planing Hull Forms,” *Trans. Soc. Nav. Archit. Mar. Eng.*, vol. 71, no. 1, pp. 491–579, 1963.
- [16] D. SAVITSKY AND P. W. BROWN, “Procedures for Hydrodynamic Evaluation of Planing Hulls in Smooth and Rough Water,” *Marine Technology*, vol. 13, no. 4. pp. 381–400, 1976.

- [17] D. BAILEY, “The NPL High Speed Round Bilge Displacement Hull Series,” 1976.
- [18] R. COMPTON, “Resistance of a Systematic Series of Semiplaning Transom-Stern Hulls.” .
- [19] S. A. HARVALD, *Resistance and Propulsion of Ships*. New York: John Wiley & Sons, 1983.
- [20] M. DE VOS, B. MURRIE, AND V. SIALE, “A Critical Analysis of Resistance Prediction Using Regression Methods for High Speed Hull Forms,” *Proc. Twenty-*, no. October, 1995.
- [21] V. NENAD, D. NASTIA, AND P. B. MARTA, “Resistance Prediction of Semiplaning Transom Stern Hulls”, p. 11, 2012.
- [22] A. F. MOLLAND, S. R. TURNOCK, AND D. A. HUDSON, *Ship Resistance and Propulsion*, 1st ed. New York, USA, 2011.
- [23] J. S. CARLTON, *Marine Propellers and Propulsion*, 3rd ed. Oxford, UK: Butterworth-Heinemann, 2012.
- [24] M. BERNITSAS, D. RAY, AND P. KINLEY, “KT, KQ and Efficiency Curves for the wageningen B-Series Propellers,” Ann Arbor, Michigan, 1981.
- [25] R. W. L. GAWN, “Effect of Pitch and Blade Width on Propeller Performance,” *RINA Trans.*, vol. 95, no. 1, pp. 157–193, 1953.
- [26] D. RADOJCIC, A. SIMIĆ, AND M. KALAJDŽIĆ, “Fifty Years of the Gawn-Burrill KCA Propeller Series,” *Trans. R. Inst. Nav. Archit. Part B Int. J. Small Cr. Technol.*, vol. 151, no. 2, pp. 9–17, 2009.
- [27] D. L. BLOUNT AND E. N. HUBBLE, “Sizing Segmental Section Commercially Available Propellers for Small Craft,” in *SNAME Symposium*, 1981.
- [28] J. B. HADLER, “The Prediction of Power Performance on Planing Craft,” *Trans. Soc. Nav. Archit. Mar. Eng.*, pp. 563–610, 1966.
- [29] J. G. PECK AND D. H. MOORE, “Inclined-Shaft Propeller Performance Characteristics”, Report No. 4127, Naval Ship Research and Development Center Bethesda, Maryland, 1974.
- [30] O. RUTGERSSON, “Cavitation on High Speed Propellers in Oblique Flow - Influence of Propeller Design and Interaction with Ship Hull,” *13th Symposium on Naval Hydrodynamics*, no. 89. Tokyo, Japan, Oct, 1981.
- [31] D. RADOJCIC, “An Engineering Approach to Predicting the Hydrodynamic Performance of Planing Craft Using Computer Techniques,” 1991.
- [32] N. JENSEN AND R. LATORRE, “Prediction of Influence of Stern Wedges on Power Boat Performance,” *Ocean Engng*, vol. 19, no. 3, pp. 313–325, 1992.
- [33] J. BATE, “Performance Analysis and Prediction of High Speed Planing Craft,” Institute of Marine Studies/University of Plymouth, Plymouth, Devon, UK, 1994.
- [34] R. D. MOODY, “Preliminary Power Prediction During Early Design Stages of a Ship,” School of Mechanical and Process Engineering at Cape Technikon, Cape Town, South Africa, 1996.

- [35] Y. ICHINOSE, M. TSUJIMOTO, K. SHIRAISHI, AND N. SOGIHARA, “Decrease of Ship Speed in Actual Seas of a Bulk Carrier in Full Load and Ballast Conditions,” *J. Japan Soc. Nav. Archit. Ocean Eng.*, vol. 15, no. 0, pp. 37–45, 2012.
- [36] G. DUBBIOSO, R. MUSCARI, AND A. DI MASCIO, “Analysis of the Performances of a Marine Propeller Operating in Oblique Flow,” *Comput. Fluids*, vol. 75, no. 1, pp. 86–102, 2013.
- [37] B. TASKAR, K. K. YUM, S. STEEN, AND E. PEDERSEN, “The Effect of Waves on Engine-Propeller Dynamics and Propulsion Performance of Ships,” *Ocean Eng.*, vol. 122, pp. 262–277, 2016.
- [38] S. GAGGERO, *et al.*, “Efficient and Multi-Objective Cavitating Propeller Optimization: An Application to a High-Speed Craft,” *Appl. Ocean Res.*, vol. 64, no. 1, pp. 31–57, 2017.
- [39] H. J. C. RIBEIRO, “Equilíbrio Dinâmico de Cascos Planadores,” COPPE/UFRJ, Rio de Janeiro, RJ, Brasil, 2002.
- [40] MAN DIESEL & TURBO, “Basic Principles of Ship Propulsion,” 2013.
- [41] J. HOLTROP AND G. G. MENNEN, “An Approximate Power Prediction Method,” *International Shipbuilding Progress*, vol. 29, pp. 166–170, 1982.
- [42] R. W. L. GAWN AND L. C. BURRILL, “Effect of Cavitation on the Performance of a Series of 16 in. Model Propellers,” *Transactions of the Royal Institution of Naval Architects*, vol. 99, pp. 690–728, 1957.
- [43] A. C. R. TROYMAN, “Hidrodinâmica de Propulsores em Regime Permanente e não Permanente,” COPPE/UFRJ, Rio de Janeiro, RJ, Brasil, 1995.
- [44] MTU, “Marine & Offshore Solution Guide,” no. 2, 2018.
- [45] M. S. JOVAC, *Motores de Automovil*, 1st ed. Moscu, Rusia, 1982.
- [46] AMERICAN BUREAU OF SHIPPING, “Guidance Note on Noise and Vibration Control for Inhabited Spaces,” *Rules Guid. ABS*, no. September, pp. 1–46, 2017.
- [47] CATERPILLAR, “C12 Propulsion Engine Marine (490bhp)@2300rpm,” *Tech. Specif.*, pp. 1–4, 2019.
- [48] ZF FRIEDRICHSHAFEN, “Marine Transmission Systems ZF 45-1,” *Tech. Specif.*, pp. 45–48.

Apêndice A: Método de Mercier-Savitsky

Tabela A.1. Coeficientes da equação proposta por Mercier-Savitsky [11].

Coeficientes	Fn Volumétrico																
	1	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9	2						
A1	0,06473	0,10776	0,09483	0,03475	0,03013	0,03163	0,03194	0,04343	0,05036	0,05612	0,05967						
A2	-0,4868	-0,8879	-0,6372	0	0	0	0	0	0	0	0						
A4	-0,0103	-0,0163	-0,0154	-0,0098	-0,0066	0	0	0	0	0	0						
A5	-0,0649	-0,1344	-0,1358	-0,051	-0,0554	-0,1054	-0,086	-0,1329	-0,156	-0,1866	-0,1976						
A6	0	0	-0,1605	-0,2188	-0,1936	-0,2054	-0,1944	-0,1806	-0,1781	-0,1829	0,20152						
A7	0,10628	0,18186	0,16803	0,10434	0,09612	0,06007	0,06191	0,05487	0,05099	0,04744	0,04645						
A8	0,9731	1,8308	1,55972	0,4351	0,5182	0,5823	0,52049	0,78195	0,92859	1,18569	1,30026						
A9	-0,0027	-0,0039	-0,0031	-0,002	-0,0022	-0,0037	-0,0036	-0,0033	-0,0031	-0,0024	-0,0021						
A10	0,01089	0,01467	0,03481	0,04113	0,03901	0,04794	0,04436	0,04187	0,04111	0,04124	0,04343						
A15	0	0	0	0	0	0,08317	0,07366	0,12147	0,14928	0,1809	0,19769						
A18	-1,4096	-2,467	-2,1556	-0,9266	-0,9528	-0,709	-0,7206	-0,9593	-1,1218	-1,3864	-1,5513						
A19	0,29136	0,47305	1,02992	1,06392	0,97757	1,19737	1,18119	1,01562	0,93144	0,78414	0,78282						
A24	0,02971	0,05877	0,05198	0,02209	0,02413	0	0	0	0	0	0						
A27	-0,0015	-0,0036	-0,003	-0,0011	-0,0014	0	0	0	0	0	0						

Apêndice B: Série B e Série Gawn

Tabela B.1. Coeficiente polinomiais da Série B [17].

n	K_T					K_Q				
	C_n	s_n	t_n	u_n	v_n	C_n	s_n	t_n	u_n	v_n
1	0,008805	0	0	0	0	0,003794	0	0	0	0
2	-0,20455	1	0	0	0	0,008865	2	0	0	0
3	0,166351	0	1	0	0	-0,03224	1	1	0	0
4	0,158114	0	2	0	0	0,003448	0	2	0	0
5	-0,14758	2	0	1	0	-0,04088	0	1	1	0
6	-0,4815	1	1	1	0	-0,10801	1	1	1	0
7	0,415437	0	2	1	0	-0,08854	2	1	1	0
8	0,014404	0	0	0	1	0,188561	0	2	1	0
9	-0,05301	2	0	0	1	-0,00371	1	0	0	1
10	0,014348	0	1	0	1	0,005137	0	1	0	1
11	0,060683	1	1	0	1	0,020945	1	1	0	1
12	-0,01259	0	0	1	1	0,004743	2	1	0	1
13	0,010969	1	0	1	1	-0,00723	2	0	1	1
14	-0,1337	0	3	0	0	0,004384	1	1	1	1
15	0,006384	0	6	0	0	-0,02694	0	2	1	1
16	-0,00133	2	6	0	0	0,055808	3	0	1	0
17	0,168496	3	0	1	0	0,016189	0	3	1	0
18	-0,05072	0	0	2	0	0,003181	1	3	1	0
19	0,085456	2	0	2	0	0,015896	0	0	2	0
20	-0,05045	3	0	2	0	0,047173	1	0	2	0
21	0,010465	1	6	2	0	0,019628	3	0	2	0
22	-0,00648	2	6	2	0	-0,05028	0	1	2	0
23	-0,00842	0	3	0	1	-0,03006	3	1	2	0
24	0,016842	1	3	0	1	0,041712	2	2	2	0
25	-0,00102	3	3	0	1	-0,03977	0	3	2	0
26	-0,03178	0	3	1	1	-0,0035	0	6	2	0
27	0,018604	1	0	2	1	-0,01069	3	0	0	1
28	-0,00411	0	2	2	1	0,001109	3	3	0	1
29	-0,00061	0	0	0	2	-0,00031	0	6	0	1
30	-0,00498	1	0	0	2	0,003599	3	0	1	1
31	0,002598	2	0	0	2	-0,00142	0	6	1	1
32	-0,00056	3	0	0	2	-0,00384	1	0	2	1
33	-0,00164	1	2	0	2	0,01268	0	2	2	1
34	-0,00033	1	6	0	2	-0,00318	2	3	2	1
35	0,000117	2	6	0	2	0,003343	0	6	2	1
36	0,000691	0	0	1	2	-0,00184	1	1	0	2
37	0,004217	0	3	1	2	0,000112	3	2	0	2
38	0,000057	3	6	1	2	-0,00003	3	6	0	2
39	-0,00147	0	3	2	2	0,00027	1	0	1	2
40						0,000833	2	0	1	2
41						0,001553	0	2	1	2
42						0,000303	0	6	1	2
43						-0,00018	0	0	2	2
44						-0,00043	0	3	2	2
45						0,000087	3	3	2	2
46						-0,00047	0	6	2	2
47						0,000055	1	6	2	2

Tabela B.2. Coeficiente polinomiais da Série Gawn [10].

n	K_T					K_Q				
	C_n	s_n	t_n	u_n	v_n	C_n	s_n	t_n	u_n	v_n
1	-0,05586	0	0	0	0	0,005159	0	0	0	0
2	-0,2173	1	0	0	0	0,016067	2	0	0	0
3	0,260531	0	1	0	0	-0,04412	1	1	0	0
4	0,158114	0	2	0	0	0,006822	0	2	0	0
5	-0,14758	2	0	1	0	-0,04088	0	1	1	0
6	-0,4815	1	1	1	0	-0,07733	1	1	1	0
7	0,378123	0	2	1	0	-0,08854	2	1	1	0
8	0,014404	0	0	0	1	0,169375	0	2	1	0
9	-0,05301	2	0	0	1	-0,00371	1	0	0	1
10	0,014348	0	1	0	1	0,005137	0	1	0	1
11	0,060683	1	1	0	1	0,020945	1	1	0	1
12	-0,01259	0	0	1	1	0,004743	2	1	0	1
13	0,010969	1	0	1	1	-0,00723	2	0	1	1
14	-0,1337	0	3	0	0	0,004384	1	1	1	1
15	0,002412	0	6	0	0	-0,02694	0	2	1	1
16	-0,00053	2	6	0	0	0,055808	3	0	1	0
17	0,168496	3	0	1	0	0,016189	0	3	1	0
18	0,026345	0	0	2	0	0,003181	1	3	1	0
19	0,043601	2	0	2	0	0,012904	0	0	2	0
20	-0,03119	3	0	2	0	0,024451	1	0	2	0
21	0,012492	1	6	2	0	0,007006	3	0	2	0
22	-0,00648	2	6	2	0	-0,02719	0	1	2	0
23	-0,00842	0	3	0	1	-0,01665	3	1	2	0
24	0,016842	1	3	0	1	0,030045	2	2	2	0
25	-0,00102	3	3	0	1	-0,0337	0	3	2	0
26	-0,03178	0	3	1	1	-0,0035	0	6	2	0
27	0,018604	1	0	2	1	-0,01069	3	0	0	1
28	-0,00411	0	2	2	1	0,001109	3	3	0	1
29	-0,00061	0	0	0	2	-0,00031	0	6	0	1
30	-0,00498	1	0	0	2	0,003599	3	0	1	1
31	0,002596	2	0	0	2	-0,00142	0	6	1	1
32	-0,00056	3	0	0	2	-0,00384	1	0	2	1
33	-0,00164	1	2	0	2	0,01268	0	2	2	1
34	-0,00033	1	6	0	2	-0,00318	2	3	2	1
35	0,000117	2	6	0	2	0,003343	0	6	2	1
36	0,000691	0	0	1	2	-0,00184	1	1	0	2
37	0,004217	0	3	1	2	0,000112	3	2	0	2
38	0,000057	3	6	1	2	-0,00003	3	6	0	2
39	-0,00147	0	3	2	2	0,00027	1	0	1	2
40						0,000833	2	0	1	2
41						0,001553	0	2	1	2
42						0,000303	0	6	1	2
43						-0,00018	0	0	2	2
44						-0,00043	0	3	2	2
45						0,000087	3	3	2	2
46						-0,00047	0	6	2	2
47						0,000055	1	6	2	2