



Universidade Federal do Rio Grande
Escola de Engenharia

Programa de Pós-Graduação em Engenharia Oceânica

ANÁLISE NUMÉRICA DOS EFEITOS DE ÁGUAS RASAS EM UM NAVIO PORTA-CONTENTORES

Dissertação de:
Otávio Duarte Aires Heckler

Orientador:
Crístofer Hood Marques

Coorientador:
Jéferson Avila Souza

Agosto de 2022

Dissertação - PP GEO – FURG

Otávio Duarte Aires Heckler

Mestre em Engenharia Oceânica

Dissertação submetida ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Oceânica (PPGEO) da Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande (FURG), como parte dos requisitos para a obtenção do título de Mestre em Engenharia Oceânica.

Documento assinado digitalmente
 LIERCIO ANDRE ISOLDI
Data: 26/09/2022 09:11:22-0300
Verifique em <https://verificador.iti.br>

Prof. Dr. Liércio André Isoldi
Coordenador do PP GEO

Banca examinadora:

Documento assinado digitalmente
 CRISTOFER HOOD MARQUES
Data: 02/09/2022 11:38:36-0300
Verifique em <https://verificador.iti.br>

Prof. Dr. Cristófer Hood Marques
Orientador — PP GEO/FURG

Documento assinado digitalmente
 JEFERSON AVILA SOUZA
Data: 02/09/2022 15:11:19-0300
Verifique em <https://verificador.iti.br>

Prof. Dr. Jeferson Avila Souza
Coorientador — PP GEO/FURG

Documento assinado digitalmente
 ELIZALDO DOMINGUES DOS SANTOS
Data: 24/09/2022 17:06:42-0300
Verifique em <https://verificador.iti.br>

Prof. Dr. Elizaldo Domingues dos Santos
Membro Interno — PP GEO/FURG

Assinado de forma digital por JEAN DAVID JOB EMMANUEL MARIE CAPRACE:06128030742
DN: c=BR, o=ICP-Brasil, ou=Secretaria da Receita Federal do Brasil - RFB, ou=RFB e CPF A3, ou=VALID, ou=AR A PENTA, ou=Presencial, ou=02720395000122, cn=JEAN DAVID JOB EMMANUEL MARIE CAPRACE:06128030742
Dados: 2022.09.23 17:41:07 -03'00'



Prof. Dr. Jean David Job Emmanuel Marie Caprace
Membro Externo — UFRJ/COPPE

Rio Grande, 11 de agosto de 2022

Ficha Catalográfica

H449a Heckler, Otavio Duarte Aires.
Análise numérica dos efeitos de águas rasas em um navio porta
contentores / Otavio Duarte Aires Heckler. – 2022.
58 f.

Dissertação (mestrado) – Universidade Federal do Rio Grande –
FURG, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Oceânica, Rio
Grande/RS, 2022.
Orientador: Dr. Crístopher Hood Marques.
Coorientador: Dr. Jéferson Avila Souza.

1. Navio 2. Potência propulsiva 3. OpenFOAM 4. Efeito *squat*
I. Marques, Crístopher Hood II. Souza, Jéferson Avila III. Título.

CDU 62:551.462

Catálogo na Fonte: Bibliotecário José Paulo dos Santos CRB 10/2344

Agradecimentos

À Universidade Federal do Rio Grande (FURG), através da qual esse trabalho foi possível;

Ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Oceânica (PPGEO), pela oferta do curso;

Agradeço à minha namorada Gabriella que sempre esteve ao meu lado me apoiando durante o meu percurso acadêmico;

Aos meus familiares e ao meu amigo Matheus, que sempre me apoiaram durante o mestrado;

Ao meu orientador Prof. Dr. Crístopher Hood Marques por me orientar durante a pesquisa;

E ao meu coorientador Prof. Dr. Jeferson Avila Souza, por aceitar me orientar desde o início da graduação até o presente momento, por acreditar na minha capacidade e por sempre estar disposto a ajudar.

Resumo

Otávio Duarte Aires Heckler

O projeto de uma embarcação é uma tarefa complexa, e descobrir a potência propulsiva necessária é fundamental. Assim como é importante estudar a navegação de um navio em águas profundas, também é necessário realizar um estudo do seu comportamento em águas rasas. Conforme o navio vai se aproximando de águas mais rasas maior será sua interação com o fundo do mar, ou seja, o navio fica propenso ao risco de encalhe causado pelo efeito *squat*. Dessa forma é importante a previsão desse tipo de efeito. O principal objetivo desse trabalho é analisar a resistência ao avanço em um navio porta-contentores e como a profundidade do canal influencia na resistência ao avanço do mesmo. São objetivos também a análise do consumo de combustível e da emissão de CO₂. No presente trabalho foi desenvolvida uma modelagem computacional para determinar a força de resistência ao avanço do navio desde águas profundas até águas rasas. Foram utilizados modelos estáticos e com dois graus de liberdade, arfagem e afundamento. A solução utiliza o método dos Volumes Finitos combinado com a formulação VOF (Volume of Fluid) para escoamentos multifásicos (água e ar). Para tanto foi utilizado o software *OpenFoam*, mais especificamente o *interFoam*. Os resultados deste estudo demonstraram ser possível prever a potência de um navio dependendo das condições impostas a ele e assim criar estratégias para a diminuição do consumo de combustível e conseqüentemente a redução de CO₂. O estudo previu uma economia de combustível em navios a medida que reduz sua velocidade, assim como a redução de CO₂, além do efeito *squat* que pode chegar até 2,75 m com uma velocidade de 25 nós em águas rasas para a embarcação utilizada como referência de estudo.

Palavras-chave: navio, potência propulsiva, OpenFOAM, efeito *squat*.

Abstract

Otavio Duarte Aires Heckler

Designing a vessel is a complex task, and finding the necessary propulsive power is critical. Just as it is important to study the navigation of a ship in deep waters, it is also necessary to carry out a study of its behavior in shallow waters. As the ship approaches shallower waters, the greater will be its interaction with the sea floor, that is, the ship is prone to the risk of grounding caused by the squat effect. Therefore, it is essential to predict this type of effect. The main objective of this work is to analyze the resistance to advance in a container ship and how the depth of the channel influences its total resistance. As well as an analysis of fuel consumption and CO₂ emissions by ships. A computational model was developed to find the resistance force of the ship with up to two degrees of freedom, this model is based on the Finite Volumes method (volume of fluid VOF) for multiphase flows (water and air) from the inter-Foam solver using the OpenFOAM program. The results of this study showed that it is possible to predict the power of a ship depending on the conditions imposed on it and thus create strategies to reduce fuel consumption and consequently reduce CO₂. The study predicted fuel savings in ships as they reduce their speed, as well as reduced CO₂ effect, in addition to squat effect that can reach up to 2.75 m at a speed of 25 knots in shallow water.

Palavras-chave: ship, ship resistance, OpenFoam and squat effect.

Sumário

	Página
Lista de Figuras	X
Lista de Tabelas	XII
Lista de Símbolos	XIII
Lista de Siglas	XV
1 Introdução	1
1.1 Justificativa	3
1.2 Objetivos	4
1.2.1 Objetivos específicos	4
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	5
3 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	8
3.1 Resistência de fricção	8
3.2 Resistência de Pressão Viscosa	9
3.3 Resistência de onda	10
3.4 Águas restritas	12
3.5 Efeito <i>squat</i>	15
3.6 Potência	18
3.7 Eficiência Propulsiva	19
3.8 Folga abaixo da quilha	19
3.9 OPENFOAM	20
3.9.1 TURBULÊNCIA	21
4 MODELAGEM MATEMÁTICA	23
4.1 Turbulência	25
4.1.1 Modelo k- ϵ padrão	25
4.1.2 Modelo k- ω	26
4.1.3 Modelo k- ω SST	28
5 METODOLOGIA	23
5.1 Duisburg Test Case	29
5.1.1 Águas abertas	30
5.1.2 Águas rasas	32
5.1.3 Geração da malha	33

		IX
5.2	CONSUMO DE COMBUSTÍVEL _____	35
5.3	Emissões de CO ₂ _____	35
5.4	Extrapolação _____	35
6 	RESULTADOS	37
6.1	Águas abertas _____	37
6.2	Águas rasas _____	39
6.3	Análise do efeito <i>squat</i> _____	45
6.4	Consumo de combustível _____	49
6.5	Emissões de CO ₂ _____	51
7 	CONCLUSÃO	53
	Referências	54

Lista de Figuras

Página

1 • Introdução

Figura 1-1. Emissões de CO ₂ para diferentes navios (SMITH <i>et al.</i> , 2015).	2
Figura 1-2. Consumo de combustível em diferentes embarcações (SMITH <i>et al.</i> , 2015).	3
Figura 3-1. Forças de cisalhamento e pressão no casco (MOLLAND; TURNOCK; HUDSON, 2011).	8
Figura 3-2. Distribuição de pressão num escoamento ideal, invíscido (BERTRAM, 2000b).	9
Figura 3-3. Sistema de ondas gerado por um ponto de pressão em movimento (padrão de onda Kelvin) (MOLLAND; TURNOCK; HUDSON, 2011).	10
Figura 3-4. Componentes de sistemas de ondas para um corpo simples. Adaptado de Larsson et al. (2010).	11
Figura 3-5. Diferentes tipos de águas restritas encontradas nas vias navegáveis interiores e nos canais marinhos. (Adaptado de Pompée, (2015))	12
Figura 3-6. Curvas típicas da resistência ao avanço do navio em águas abertas, rasas totalmente confinado. Adaptado de Pompée (2015)	15
Figura 3-7. Sistema de propulsão de um navio.	18
Figura 3-8. Folga abaixo da quilha (Underkeel clearance),	20
Figura 5-1. Navio porta-contentores 14.000 TEU	29
Figura 5-2. Condições de contorno	31
Figura 5-3 Configurações da profundidade do domínio.	32
Figura 5-4 Movimentos estudados do navio.	33
Figura 5-5. Malha do domínio computacional.	34
Figura 5-6. Malha do casco da embarcação.	34
Figura 5-7. Malha do navio em águas rasas	34
Figura 5-8. Representação da abordagem de Froude (MOLLAND; TURNOCK; HUDSON, 2011).	36
Figura 6-1. Resistências viscosas, de pressão e resistência total	37
Figura 6-2. Resistência total para diferentes velocidades.	38
Figura 6-3. Resistência ao avanço em função da velocidade da embarcação	38

Figura 6-4 Resistência ao avanço para $h/T=6$ com diferentes GDL ($U=1,668$ m/s).	40
Figura 6-5 . Resistência ao avanço para $h/T=6$ com diferentes GDL ($U=1,335$ m/s)	41
Figura 6-6. Resistência ao avanço para $h/T=4$ com diferentes GDL ($U=1,668$ m/s).	42
Figura 6-7 Resistência ao avanço para $h/T=4$ com diferentes GDL ($U=1,335$ m/s).	42
Figura 6-8. Resistência ao avanço para $h/T=2$ com diferentes GDL _____	43
Figura 6-9. Resistência ao avanço para $h/T=4$ com diferentes GDL ($U= 1,335$ m/s)	44
Figura 6-10. Comparação das razões h/T com 2 GDL. _____	44
Figura 6-11. Resistência ao avanço em função da velocidade para diferentes profundidades. _____	45
Figura 6-12. Comparação do <i>squat</i> máximo na proa. _____	46
Figura 6-13. Pós-processamento da elevação das ondas. _____	47
Figura 6-14. Pós-processamento dos campos de pressão e velocidade do domínio __	48
Figura 6-15. Perfil de velocidade abaixo da quilha. _____	49
Figura 6-16. Campos de velocidade em x. _____	49
Figura 6-17. Distância do Canal da Barra de Rio Grande. (GOOGLE, 2022) . _____	50
Figura 6-18. Consumo de combustível do navio. _____	51
Figura 6-19. Emissões de CO ₂ para diferentes profundidades. _____	52

Lista de Tabelas

	Página
3 • Instruções Adicionais	
Tabela 3-1. Principais parâmetros de confinamento ((POMPÉE, 2015)) _____	14
Tabela 5-1 Dimensões do casco. _____	30
Tabela 5-2 Propriedades de transporte. _____	30
Tabela 5-3. Parâmetros de controle do OpenFOAM. _____	31
Tabela 5-4. Velocidades de estudo do navio. _____	33
Tabela 6-1. Comparação das Resistências obtidas com o caso DTC _____	39
Tabela 6-2. Resultado da Resistência ao avanço. _____	40
Tabela 6-3. Vazão mássica do consumo de combustível [ton/h]. _____	51
Tabela 6-4. Consumo do navio durante um trajeto com $h/t=2$. _____	51
Tabela 6-5. Emissões de CO ₂ . _____	52

Lista de Símbolos

Algarismos Romanos

A_S	Seção transversal da embarcação [m]
A_C	Seção transversal da hidrovia [m]
B_C	Largura do canal [m]
B_S	Boca [m]
C_B	Coefficiente de bloco [m]
$CD_{k\omega}$	Porção positiva do termo de difusão cruzada
C_S	Constante
C_μ	Constante do modelo padrão
$C_{1\varepsilon}$	Constante de turbulência
$C_{2\varepsilon\rho}$	Constante de turbulência
F_1	Função de mesclagem entre o modelo k- ω e o modelo k- ε
F_2	Segunda função de mesclagem
FAQ	Folga abaixo da quilha [m]
$(FE)_{comb}$	Fator de emissão do combustível
F_σ	Tensão Superficial []
g	Aceleração gravitacional [m/s ²]
h	Profundidade do canal [m]
L_{pp}	Comprimento do navio [m]
\dot{m}_{comb}	Vazão mássica de combustível [g/h]
\dot{m}_{CO_2}	Vazão mássica de CO ₂ [g/h]
P_B	Potência de freio [W]
S_b	Squat na proa do navio [m]
S_{ij}	Tensor da taxa de deformação média
S_w	Área molhada [m ²]
T	Calado do navio [m]
t	Tempo [s].
u	Velocidade [m/s]
\vec{V}	Vetor velocidade [m/s].
V_C	Velocidade da onda [m/s]
V_{cr}	Velocidade crítica do navio [m/s]
V_S	Velocidade do navio [m/s]
y	Distância [m]

Símbolos Gregos

ρ	Massa específica [kg/m ³].
∇	Volume deslocado do navio [m ³]
κ	Energia cinética da turbulência
ε	Taxa de dissipação da energia cinética da turbulência [m ³ /s ²]
η_G	Eficiência da caixa de engrenagens
η_H	Eficiência no casco
η_p	Eficiência no hélice
η_P	Eficiência propulsora
η_S	Eficiência no eixo
ω	Dissipação específica
Ω	Valor absoluto da vorticidade
σ_k	Número de Prandtl para k
σ_ε	Número de Prandtl para ε
μ_t	Viscosidade turbulenta

Lista de Siglas

BHP	Brake horse-power
CFD	Computational Fluid Dynamics
DNS	Direct Numerical Simulation
DTC	Duisburg Test Case
EEOI	Energy Efficiency Operational Indicator
EEDI	Energy Efficiency Design Index
FMA	Administração Marítima Finlandesa
GDL	Grau de liberdade
GEE	Gases do efeito estufa
ICORELS	The International Commission for the Reception of Large Ships
IMO	Organização Marítima Internacional
ISMT	Institute of Ship Technology, Ocean Engineering and Transport Systems
LES	Large Eddy Simulation
LTS	Local Time Stepping
SEEMP	Ship Energy Efficiency Management Plan
DHP	Delivered Horsepower
EHP	Effective Horsepower
RANS	Reynolds Averaged Navier-Stokes
SFOC	Specific Fuel Oil Consumption
SHP	Shaft Horsepower
TEU	Twenty-foot Equivalent Unit
THP	Thrust Horsepower
VOF	Volume of Fluid

1 | Introdução

O estudo hidrodinâmico de uma embarcação é extremamente importante, visto que a partir desses estudos uma análise da potência requerida da embarcação pode ser realizada. A navegação de um navio em águas profundas difere de águas rasas, à medida que uma embarcação se aproxima de águas mais rasas, devido à interação entre o casco e o fundo do mar, mudanças no escoamento afetam o desempenho do navio. Essas mudanças podem gerar acréscimos na potência requerida da embarcação, tendo como consequência um aumento dos poluentes emitidos por ela.

O transporte marítimo possui uma grande influência no setor de transportes e consequentemente sua sustentabilidade, visto que sua contribuição para a poluição do ar e gases do efeito estufa é significativa.

Os impactos ambientais normalmente dependem da proximidade das fontes de poluição, mas as emissões marítimas também são uma fonte dominante de poluição em áreas urbanas de cidades portuárias. Além disso, correntes de vento podem contribuir para a disseminação das emissões em direção as cidades. Consequentemente, o que mais contribui para os efeitos nocivos ao meio ambiente é o fato que 80% das emissões atmosféricas dos navios são realizadas até 200 milhas da costa (JOINT RESEARCH CENTRE *et al.*, 2011).

Além disso, os grandes navios mercantes em sua maioria são movidos por motores diesel, em que o seu combustível contém altas concentrações de contaminantes (U.S. ENVIRONMENTAL PROTECTION AGENCY, 2003). Dessa forma, as atividades de transporte marítimo têm um impacto na qualidade do ar, esse transporte é responsável por uma quantidade considerável do total das emissões de poluentes, como o CO₂. Visto que as emissões de CO₂ geradas pelos navios são estimadas em torno de 3,3% das emissões totais do mundo (IMO, 2009)

Em 2014, foi realizado um terceiro estudo de Gases do Efeito Estufa (GEE) da IMO, que estimou as emissões de transporte marítimo internacional em 2012 representavam cerca de 2,2% das emissões antropogênicas de CO₂ e que essas emissões poderiam crescer entre 50% e 250% até 2050. A IMO está em busca de uma redução das emissões dos gases de efeito estufa do transporte marítimo internacional sob o tratado de prevenção de poluição da IMO (MARPOL) - o *Energy Efficiency Design Index* (EEDI) obrigatório para novos navios, e o *Ship Energy Efficiency Management Plan* (SEEMP). Desse modo, a estratégia inicial prevê uma redução na intensidade de carbono do transporte marítimo internacional, sendo as metas de redução de CO₂ por trabalho de transporte para o transporte marítimo internacional em pelo menos 40% até 2030 e buscando esforços para alcançar até 70% em 2030, em comparação com os dados de 2008, IMO (2018) (POLAKIS; ZACHARIADIS; KAT, 2019)

No entanto, é necessário acelerar esse processo, sendo preciso ter estratégias a curto prazo. Sendo assim, as diretrizes para o Plano de Gestão de Eficiência Energética do Navio (SEEMP), já fazem referência à otimização da velocidade, como uma abordagem para melhorar a eficiência energética do navio, reconhecendo que a otimização da velocidade pode produzir economias significativas (BÄNNSTRAND *et al.*, 2016).

Desse modo, um navio lento é mais eficiente em termos energéticos do que um navio rápido. Visto que a potência necessária para impulsionar um navio é proporcional à velocidade e em velocidades mais altas, alto número de Froude, a potência aumenta ainda mais por causa da resistência da onda. Dessa forma, uma redução da velocidade da embarcação resultará em uma redução do consumo de combustível. Essa seria uma maneira mais direta na tentativa de reduzir o *Energy Efficiency Operational Indicator* (EEOI), (BÄNNSTRAND *et al.*, 2016).

Na Figura 1-1, mostra-se o consumo entre diferentes tipos de navios, estimado pelo método *bottom-up*, o qual utiliza uma abordagem setorial para estimar as emissões de CO₂. Conforme a Figura 1-2, é possível também comparar o consumo relativo de combustível do motor principal, motor auxiliar e as caldeiras. Essa comparação realizada em 2012, mostra os navios petroleiros, graneleiros e porta-contentores com os maiores consumo de combustível e que o motor principal consome a maioria do combustível.

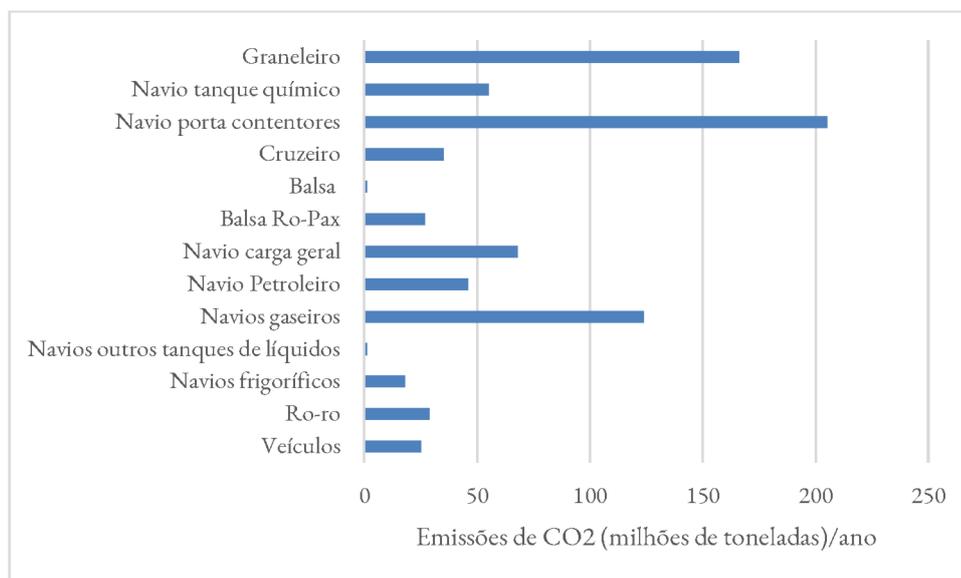


Figura 1-1. Emissões de CO₂ para diferentes navios em 2012 (SMITH *et al.*, 2015).

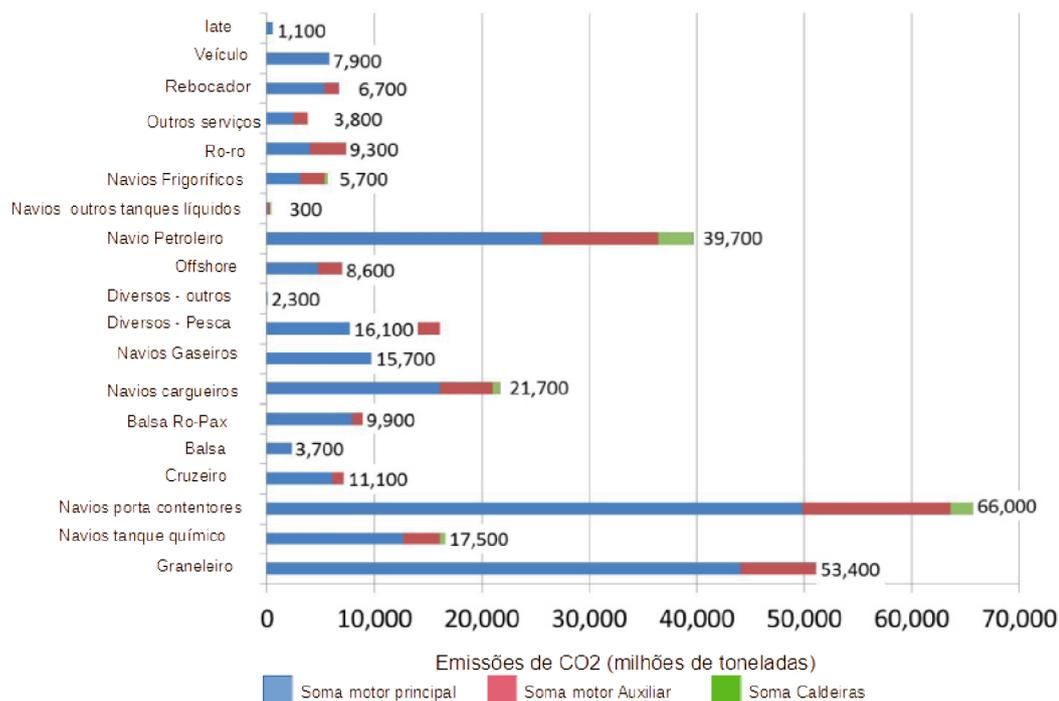


Figura 1-2. Consumo de combustível em diferentes embarcações em 2012 (SMITH *et al.*, 2015).

Apesar desse cenário, melhorias ambientais consideráveis poderiam ser obtidas com a mudança das práticas de transporte. Com essa finalidade realizou-se um estudo sobre a navegação dos navios em águas rasas. Para isso foi desenvolvido uma modelagem do avanço do navio via CFD (*Computational Fluid Dynamics*) utilizando o software livre *OpenFoam*. Dessa forma é possível estimar a potência requerida da embarcação, assim também como o consumo de combustível e emissões de CO₂.

1.1 Justificativa

Nos últimos anos as preocupações do público em relação aos impactos ambientais do transporte marítimo vêm aumentando. Primeiramente, porque o transporte marítimo é o quinto maior contribuinte para a poluição do ar e as emissões de carbono. Em segundo, as taxas de crescimento do comércio tornam o problema ainda mais urgente (MIOLA *et al.*, 2010). No entanto, algumas melhorias podem ser obtidas modificando as práticas de navegação.

Com o propósito de avaliar os efeitos na navegação em águas rasas, são utilizados softwares para a realização de cálculos numéricos dos possíveis cenários e compreender melhor os fenômenos físicos envolvidos nos escoamentos ao redor dos navios. Sendo assim, a motivação deste trabalho é a aplicação de um modelo numérico para analisar os efeitos do *squat* na embarcação.

1.2 Objetivos

O objetivo do presente trabalho é avaliar a influência do efeito *squat* na eficiência no consumo de combustíveis em navios porta contentores navegando em águas rasas. Para isso são realizadas simulações numéricas do escoamento turbulento ao redor da embarcação.

1.2.1 Objetivos específicos

Os objetivos específicos são:

- Desenvolver um modelo numérico para a simulação de embarcações navegando em águas rasas;
- Validar o modelo numérico sem graus de liberdade pela comparação com resultados experimentais disponíveis na literatura
- Verificar o modelo com graus de liberdade pela comparação com resultados numéricos da literatura;
- Analisar o efeito *squat*, assim como o efeito da restrição de profundidade na navegação de embarcações;
- Analisar os efeitos do fenômeno *squat* no consumo de combustível e emissões de poluentes da embarcação.

2 | REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Todo projeto de embarcação começa com um estudo preciso das forças hidrodinâmicas que atuam nos navios. Já a algum tempo, pesquisadores vêm estudando essas forças de resistência ao avanço em condições de águas rasas, tanto teórica quanto experimentalmente. Em 1922, Havelock (1922) já estudava a resistência ao avanço em condições de águas rasas e desse modo concluiu que a resistência ao avanço do navio é maior em águas rasas do que águas profundas. Essa resistência vai aumentando até uma velocidade crítica e depois diminui. Kinoshita e Inui (1953) desenvolveram uma fórmula de interpolação de resistência a ondas, onde estudaram matematicamente a resistência de ondas em esferoides e elipsoides submersos em águas rasas, aplicável a corpos flutuantes ou submersos.

Constantine (1960) fez algumas considerações teóricas sobre o movimento de navios em águas restritas, mostrando que para um navio rebocado ou sujeito à ação de forças externas, existem três faixas de velocidade: subcrítica, crítica e supercrítica. Pesquisas sobre o *squat* em navios indicam que ele depende das características dos navios e das configurações do canal. Tuck's (1966) realizou uma pesquisa de referência para navegação em águas rasas usando expansões assintóticas para construir soluções aproximadas. Ele derivou equações para resistência de onda, forças verticais e momentos de inclinação para velocidades de navios subcríticas ($F_{gh} < 1$) e supercríticas ($f_{gh} > 1$). Ele derivou coeficientes não dimensionais para afundamento e *trim*, em que o primeiro é o movimento da embarcação para cima e para baixo e o segundo é a inclinação longitudinal do navio. Assim ele descobriu que o afundamento é dominante para velocidades subcríticas e o *trim* para velocidades supercríticas dos navios. Por fim, ele obteve resultados satisfatórios comparados aos modelos experimentais.

Estudos de manobrabilidades de navios em hidrovias também são importantes, principalmente por as embarcações serem submetidas aos efeitos de águas restritas, ao contrário de embarcações marítimas. Dessa forma, Yavin et al. (1995) fez um estudo sobre o movimento de navios em águas de profundidade finitas utilizando um método de controle estocástico, com referência em experimentos de resistência ao avanço em águas rasas.

No estudo proposto por Jachowski (2008), foram modelados os efeitos da navegação em águas confinadas usando CFD. Os efeitos estudados foram os de águas rasas, restrições horizontais, canais assimétricos, fundos lamacentos e efeito *squat* na embarcação. O trabalho foi feito com o software comercial *Fluent* e conseguiu prever o efeito *squat* na simulação. Panahi et. al (2009) utilizou um algoritmo de simulação numérica baseado no VOF para analisar os movimentos de corpos rígidos com seis graus de liberdade, dos navios. Foram feitos alguns testes para a verificação do algoritmo. Primeiramente foi realizada uma simulação bidimensional com uma geometria mais simples para embarcações de altas velocidades. Em segundo, um caso mais complexo de um catamarã de alta

velocidade, em que os resultados obtidos mostraram uma boa concordância com os dados experimentais e dessa forma concluiu que seu algoritmo está pronto para simulação de movimentos de embarcações de alta velocidade. Estudos feitos por Lindstad et al.(2011), apresentaram investigações sobre os efeitos da redução de velocidade nas emissões diretas e nos custos do transporte marítimo, resumidamente mostraram que existe um potencial substancial para a redução das emissões de CO₂ na navegação marítima apenas com a redução de velocidade de uma embarcação. Desse modo, as emissões poderiam reduzir em até 19% com um custo de redução mínimo.

Islam e Soares(2017) realizaram um estudo de uma balsa utilizando o software OpenFOAM em águas calmas e com ondas. O intuito era estimar a resistência ao avanço da embarcação e comparar com dados experimentais. Em síntese, obtiveram bons resultados, embora foi concluído que a simulação com ondas apresentou algumas falhas. Islam e Soares (2019) também realizaram uma análise de incerteza com o OpenFOAM, para quatro modelos de embarcações: KCS, DTC, KVLCC2 e JBC. Foram realizadas análises de incerteza para os resultados de resistência ao avanço, afundamento e *trim*. As simulações foram em condições de águas calmas. Na realização do estudo da incerteza, três diferentes resoluções de malha e três etapas foram usadas para cada caso. Por conseguinte, os resultados mostram que, apesar de ter semelhanças geométricas, a dependência da malha para cada forma do casco é diferente.

No trabalho de Bustos e Paredes (2017), foram feitas estimativas numéricas de resistência ao avanço utilizando o software OpenFOAM, considerando o catamarã “Cormorant Evolution”, e os resultados foram comparados com dados experimentais e com métodos estatísticos. As simulações foram feitas no modelo de 2 m em duas condições de carga, considerando duas configurações de casco. Em síntese, obteve uma média de erros entre dados experimentais e simulações para um casco de 43% e 36% para condições leves e carregadas, respectivamente. Assim como a simulação para dois cascos obtiveram erros de 14% e 32% para condições leves e condição de lastro.

Mostafa (2017) realizou um estudo sobre os efeitos do *squat* no rio Nilo e como as embarcações correm o risco de encalhar em águas mais rasas devido ao *squat*. Assim foi apresentada uma análise teórica do *squat* máximo de uma embarcação e quanto a redução da velocidade pode servir para evitar o efeito *squat*.

Vantorre (2018) investigou as forças no casco de um navio durante manobras em águas rasas, verificou-se que as forças e momentos médios das ondas são relativamente pequenos e que as forças constantes em grandes velocidades de avanço se tornam mais dominantes.

O trabalho realizado por Du et. al. (2020) levou em consideração a barcaça e o seu empurrador em águas confinadas. Os resultados obtidos nas simulações foram validados usando experimentos em tanques de reboque. As variáveis estudadas foram as dimensões do canal, a profundidade da água, calado do navio e a sua velocidade.

A maioria dos trabalhos da literatura concentra seus estudos no efeito *squat* e nas forças propulsivas das embarcações. Em vista disso, esse trabalho realizou um estudo tanto do efeito *squat* e das forças propulsivas, mas também um estudo a respeito das

emissões de CO₂ e consumo de combustível, dessa forma trazendo um trabalho mais aplicado ao dia a dia das embarcações com análises que possam trazer benefícios econômicos como também mais sustentáveis.

3 | FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Uma compreensão dos componentes da resistência ao avanço do navio e seu comportamento são importantes pois estes são usados para comparar a resistência ao avanço de navios de tamanhos diversos ou, mais comumente, extrapolar resultados de resistência obtidos na escala de testes para o tamanho real da embarcação. Tais estimativas de resistência são subsequentemente usadas na estimativa da potência propulsora necessária (MOLLAND; TURNOCK; HUDSON, 2011). A resistência ao avanço de uma embarcação depende do atrito com a água, da forma do casco e das ondas geradas pelo avanço do casco, além de incluir outros fatores tais como a resistência do ar, apêndices e a geração de spray. A resistência ao avanço é a força total contrária ao movimento de um casco (BERTRAM, 2000a). A resistência ao avanço, em águas calmas, pode ser decomposta principalmente em resistência de fricção (atrito), resistência de pressão e resistência de ondas. A Figura 3-1 apresenta o esquema com as componentes detalhadas da resistência ao avanço, destacando as parcelas a serem abordadas neste estudo.

3.1 Resistência de fricção

Devido à viscosidade, quando a embarcação se move as partículas de água tendem a se aderir à superfície, adquirindo a velocidade do navio. À medida que a distância aumenta, a variação de velocidade diminui e, a uma certa distância do corpo o escoamento é quase invíscido. Essa região entre a superfície da embarcação e o fluxo externo forma a camada limite. As rápidas mudanças de velocidade na direção normal na camada limite induzem altas tensões de cisalhamento (BERTRAM, 2000a). A integral das forças de cisalhamento τ que atuam na superfície molhada do casco, Figura 3-1, resulta na resistência por atrito ou resistência total ao cisalhamento (BERTRAM, 2000b; MOLLAND; TURNOCK; HUDSON, 2011).



Figura 3-1. Forças de cisalhamento e pressão no casco (MOLLAND; TURNOCK; HUDSON, 2011).

3.2 Resistência de Pressão Viscosa

A resistência total em um corpo imerso em um fluido e com uma velocidade específica é igual as somas da integral das tensões de cisalhamento e a integral das forças normais que atuam no corpo. Assim sendo a resistência de pressão viscosa é obtida pela integração das componentes de tensão normal devida à viscosidade e à turbulência (CARLTON, 2012; HARVALD, 1983)

Em um escoamento invíscido, ao longo de qualquer linha de corrente o escoamento é governado pela equação de Bernoulli e o escoamento ao redor de um corpo é previsível em termos das mudanças entre pressão e velocidade sobre a superfície, Figura 3-2. Dessa forma, a pressão exercida na popa do corpo é igual à exercida na proa, ou seja, força resultante nula, isso para um navio perfeitamente simétrico (CARLTON, 2012; TRINDADE, 2012). Na prática, os efeitos viscosos vão reduzir a pressão exercida na popa do navio. Parte desta resistência será devida à geração de vórtices nas discontinuidades do casco. Outra parte será devida a um aumento de espessura da camada limite em alguns casos potencializada por fenômenos de separação do escoamento. Estes aspectos são fundamentalmente condicionados pela forma do casco e são normalmente considerados como uma “resistência de forma”(TRINDADE, 2012).

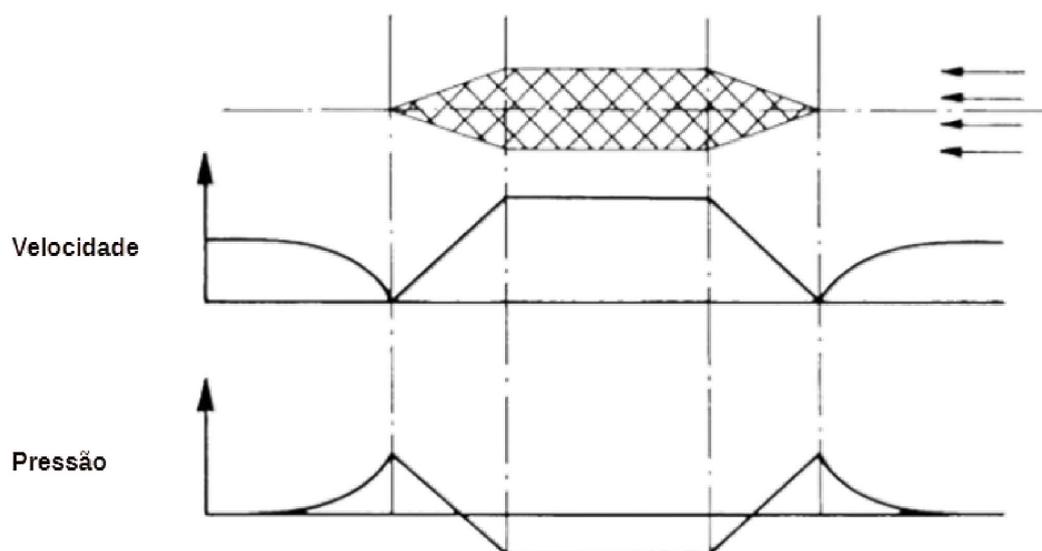


Figura 3-2. Distribuição de pressão num escoamento ideal, invíscido (BERTRAM, 2000b).

3.3 Resistência de onda

A onda Kelvin é uma forma matemática do sistema de ondas gerado pelo movimento de um ponto de pressão em velocidade constante. O sistema de ondas é formado por ondas transversais e ondas divergentes, Figura 3-3. A composição de ondas divergentes com um sistema de cristas de ondas normais a direção do movimento forma um ângulo, com referência na linha de centro do navio, de $19^{\circ}47'$ ou $19^{\circ}28'$ (MOLLAND; TURNOCK; HUDSON, 2011; TRINDADE, 2012).

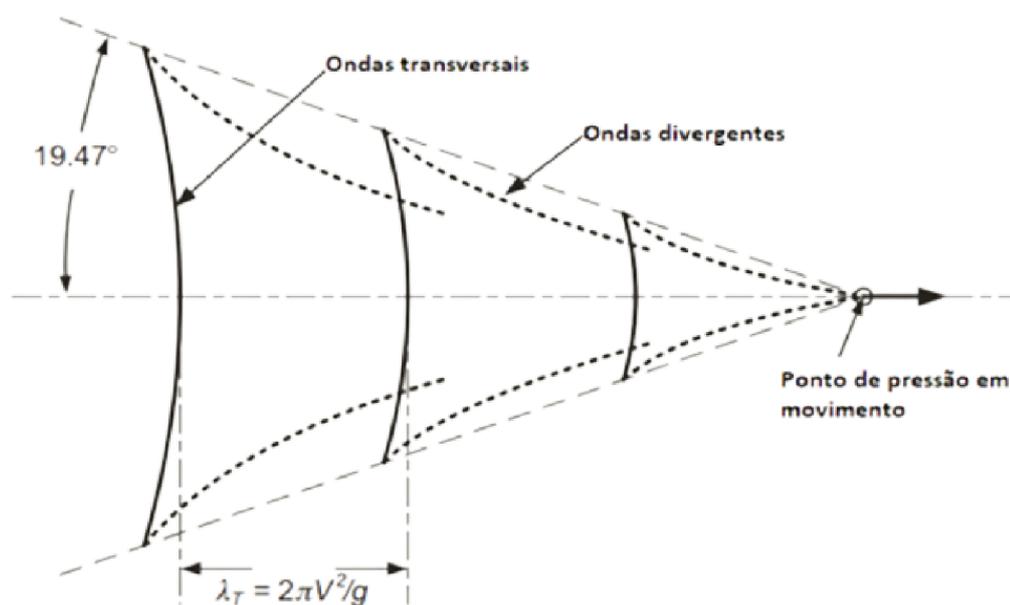


Figura 3-3. Sistema de ondas gerado por um ponto de pressão em movimento (padrão de onda Kelvin)(MOLLAND; TURNOCK; HUDSON, 2011).

Como as ondas superficiais são geradas por distúrbios de pressão, os sistemas de ondas mais pronunciados são criados pela alta pressão na proa e popa, bem como pelas baixas pressões nos ressaltos. Os dois últimos produzem ondas começando com um vale, enquanto os dois primeiros geram ondas começando com uma crista, representados na Figura 3-4. Ao todo, o perfil da onda ao longo do casco conterà as cinco contribuições a seguir (LARSSON; RAVEN; PAULLING, 2010):

- a perturbação do campo próximo conhecida como onda de Bernoulli;
- o sistema de ondas de proa, começando com uma crista;

- a onda no ressalto dianteiro, começando com um vale;
- a onda no ressalto traseiro, também começando com um vale;
- o sistema de ondas de popa, começando com uma crista.

O perfil de onda ao longo do modelo foi então aproximado pela soma desses cinco sistemas. Verificou-se que o perfil medido estava de acordo geral e confirmou a ideia básica (LARSSON; RAVEN; PAULLING, 2010). O padrão de onda criado pelo casco pode ser medido e analisado em suas ondas componentes. A energia necessária para sustentar cada componente de onda pode ser estimada e, portanto, o componente total de resistência de onda obtido. Desse modo, por medição, é possível identificar os seguintes métodos para encontrar a resistência total de um casco (MOLLAND; TURNOCK; HUDSON, 2011):

1. Resistência de pressão;
2. Resistência viscosa;
3. Resistência de onda;

Esses três podem ser combinados para fornecer uma resistência final como:
Resistência ao avanço = resistência friccional + resistência de pressão viscosa + resistência de onda.

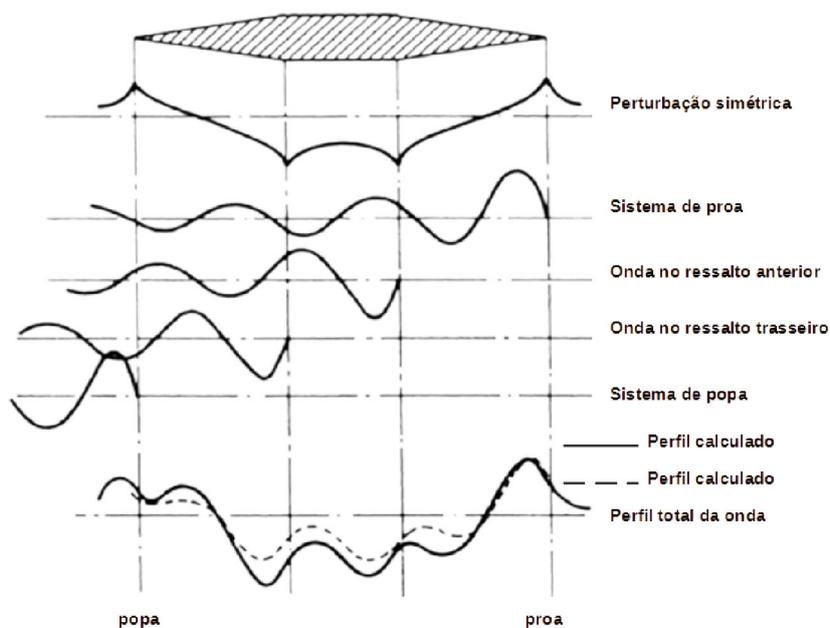


Figura 3-4. Componentes de sistemas de ondas para um corpo simples. Adaptado de Larsson et al. (2010).

3.4 Águas restritas

A estimativa da resistência ao avanço em águas restritas é mais complexa do que em mar aberto, visto que rios, lagos e canais possuem limitações em suas margens e também em suas profundidades. Essas mudanças interferem diretamente na interação entre o navio e o fundo, desse modo ocorre um aumento efetivo da velocidade do escoamento, refluxo, diminuição da pressão sob o casco e mudanças significativas no afundamento e *trim*. Isso leva a aumentos na potência e na resistência friccional, junto com o aumento da resistência de onda. Dessa forma a embarcação tem um aumento na resistência ao avanço e quedas de velocidade e eficiência de propulsão em comparação com águas abertas, conseqüentemente requerendo uma maior potência de propulsão e um aumento no consumo de combustível. Os principais tipos de águas restritas encontradas nas vias navegáveis interiores e nos grandes estuários dos rios são: confinados lateralmente (com margens), restringidos lateralmente (apenas parcialmente confinados) ou irrestritos lateralmente, também chamada de “águas rasas” e está ilustrado na Figura 3-5 onde o ciano é água e laranja o fundo do canal (POMPÉE, 2015). Quando um navio passa por águas rasas, há um aumento efetivo na velocidade do fluxo, sob a embarcação e uma queda na pressão. Essa queda na pressão leva ao efeito *squat*, que é composto por afundamentos verticais junto com o trim pela proa ou popa. Se uma embarcação estiver viajando muito rápido em águas rasas, o *squat* levará a uma perda de folga na quilha e conseqüentemente um possível impacto no fundo do canal com o casco (MOLLAND; TURNOCK; HUDSON, 2011).

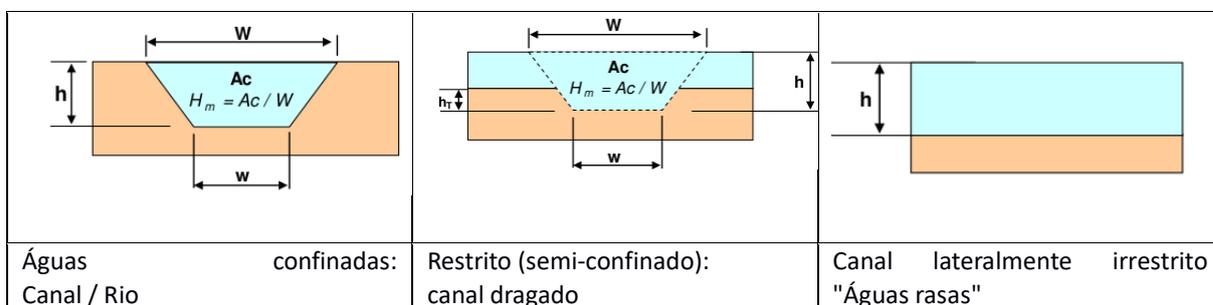


Figura 3-5. Diferentes tipos de águas restritas encontradas nas vias navegáveis interiores e nos canais marinhos. (Adaptado de Pompée, (2015))

Principais parâmetros e efeitos hidrodinâmicos observados segundo Pompée (2015).

- uma corrente de retorno aparece e há uma depressão do nível da água ao redor do navio;
- aumento do efeito *squat*, e mudança do *trim*, diminuindo a folga na quilha. Tais efeitos aumentam com a velocidade, o confinamento (isto é, a razão $m = A_s/A_c$ onde A_s é a seção transversal da embarcação e A_c da hidrovia), o coeficiente de bloco C_B da embarcação, enquanto que a profundidade diminui;
- aumento da resistência ao avanço e diminuição da velocidade de um navio pesado. A velocidade pode ser limitada por uma velocidade crítica (V_{cr}). A resistência viscosa e a resistência de ondas aumentam, mas por diferentes razões;
- mudanças de manobrabilidade: a embarcação se torna mais lenta para manobrar, o raio de giro pode aumentar e até dobrar;
- diminuição da eficiência da propulsão e aumento da potência necessária no eixo do motor, levando a uma maior tendência a vibrações; a corrente de retorno, a proximidade do fundo da hidrovia e o efeito de esteira alteram o suprimento de água ao hélice. O hélice de uma embarcação com alto coeficiente de bloco devido, pode receber água em velocidade baixa ou nula (w , coeficiente de esteira ≈ 1) e, às vezes, ligeiramente negativa ($w > 1$).

Três parâmetros principais são significativos para várias condições, onde h/T é para a influência do fundo do canal e h é a profundidade da hidrovia e T o calado do navio. Assim como B_C/B_S para as margens e A_C/A_S para a área totalmente confinada onde a margem e o fundo são ambos limitado. A_s e A_c são as seções transversais da embarcação e da hidrovia. B_C e B_S são a largura do canal e a largura do navio. A condição em que $h/T < 1,5$ é normalmente chamada de água rasa, esses parâmetros estão ilustrados na Tabela 3-1.

Tabela 3-1. Principais parâmetros de confinamento ((POMPÉE, 2015))

Parâmetros	Início dos efeitos de confinamentos	Confinamento considerável	Altamente confinado
Ac/As	50	7-8	4
h/T	15	4	1,5
Bc/Bs	50-200	10-15	4

A velocidade da embarcação pode ter até três regimes diferentes. Na condição subcrítica, o avanço do navio empurra a água na proa e deixa um vazio na popa, criando uma região de alta e baixa pressão, respectivamente. A corrente de retorno sob o navio diminui a pressão, resultando em um decréscimo da força de empuxo no casco e o chamado efeito *squat* aparece. As ondas geradas pelo navio são capazes de ultrapassar o fluxo a jusante e viajar na direção a montante. Pelo contrário, na condição supercrítica, a embarcação subirá e as ondas da superfície não poderão viajar a montante. No entanto, foi confirmado que existe uma velocidade limite que os navios autopropelidos não podem exceder na via navegável restrita, independentemente da energia fornecida, conhecida como velocidade limite de Schijf, (SCHIJF, 1949; DU *et al.*, 2020) assim como o número de Froude Schijf, que é dado por.

$$Fr_h^{Schijf} = \frac{V_{Schijf}}{\sqrt{gh}} = \sqrt{8 \cos^3 \left(\frac{\pi}{3} + \frac{\arccos(1 - A_s/A_c)}{3} \right)} \quad (3.1)$$

onde V_{Schijf} [m/s] é a velocidade limite de Schijf, Fr_h^{Schijf} é o número de Froude Schijf.

Ademais, a resistência em águas abertas, rasas e em águas totalmente confinadas são diferentes, como podem ser observadas as curvas na Figura 3-6. Em águas rasas a velocidade depende apenas da profundidade, desse modo ondas de diferentes comprimentos de onda se propagam na mesma velocidade. Essa relação em águas rasas é adequada para o intervalo $h/\lambda < 20$, onde λ é o comprimento de onda. Onde a velocidade crítica é dada por (MOLLAND; TURNOCK; HUDSON, 2011):

$$V_c = \sqrt{gh} \quad (3.2)$$

onde h [m] é a profundidade da água e g [m/s²] é a aceleração gravitacional. É mais usual representar as faixas de velocidade em termos do número de Froude. Além disso as ondas viajam na mesma velocidade, V_C , que é a velocidade do navio. O número de Froude em função da profundidade é definida por (MOLLAND; TURNOCK; HUDSON, 2011):

$$Fr_h = \frac{V_s}{\sqrt{gh}} \quad (3.3)$$

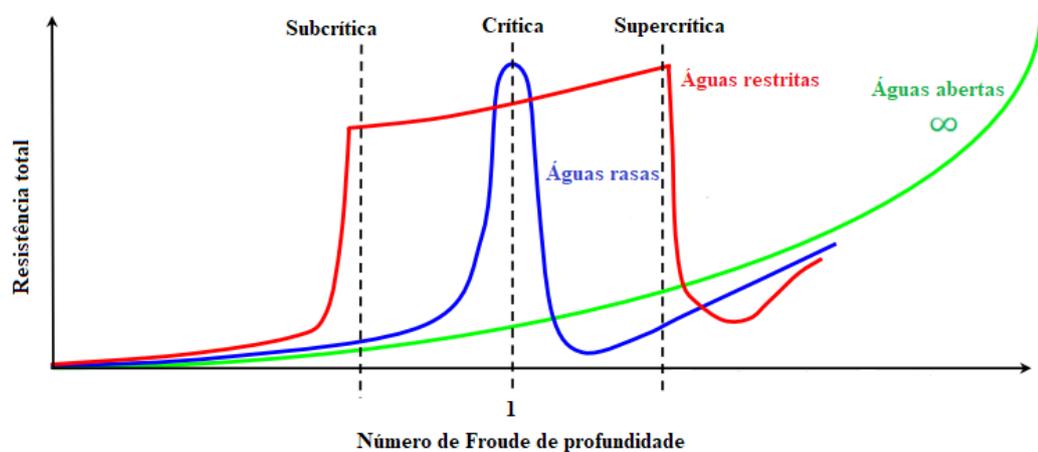


Figura 3-6. Curvas típicas da resistência ao avanço do navio em águas abertas, rasas totalmente confinado. Adaptado de Pompée (2015)

3.5 Efeito *squat*

A estimativa do *squat* do navio pode ser calculada por mais de um método, como fórmulas empíricas, método analítico (GOURLAY, 2000), métodos numéricos e experimentais (OLIVIERI *et al.*, 2001; ZERAATGAR *et al.*, 2011). As diferentes formulações empíricas podem fornecer valores consideravelmente diferentes quando aplicadas ao mesmo estudo de caso. Além disso, diferentes restrições de parâmetros são impostas por cada fórmula, o que complica ainda mais seu uso. O escoamento ao redor do navio em águas rasas tem um comportamento mais turbulento e por isso as melhores opções são os métodos experimentais e numéricos. Os métodos experimentais são caros e mais demorados. Já os métodos

numéricos têm se mostrado capazes de prever com precisão o afundamento, equilíbrio e resistência dos navios em águas rasas, com um custo bem inferior ao experimental.

Pesquisas sobre o *squat* em navios indicam que ele depende das características dos navios e das configurações do canal. Tuck's (1966) já havia realizado um estudo a respeito utilizando equações empíricas para a estimativa do *squat*, obtendo resultados satisfatórios. Hooft (1974) se baseou nas formulações de Tuck's (1966) para estimar o *squat* por afundamento e *trim* em águas abertas. Sua formulação para o *squat* na proa S_b é:

$$S_b = 1,96 \frac{\nabla}{L_{pp}^2} \frac{Fr_h^2}{\sqrt{1 - Fr_h^2}} \quad (3.4)$$

Onde L_{pp} [m] é o comprimento entre perpendiculares da embarcação e ∇ [m³] é o volume deslocado

ICORELS (1980), *The International Commission for the Reception of Large Ships* (ICORELS), formulou a equação empírica para *squat* na proa. Ela foi desenvolvida apenas para canais abertos ou irrestritos, é semelhante as equações de Hooft (1974) e definida como:

$$S_b = C_S \frac{\nabla}{L_{pp}^2} \frac{Fr_h^2}{\sqrt{1 - Fr_h^2}} \quad (3.5)$$

onde $C_S = 2,4$ e os demais fatores foram previamente definidos pela Administração Marítima Finlandesa (FMA) e usa esta fórmula com diferentes valores de C_S dependendo do C_B do navio.

$$C_S = \begin{cases} 1,7 & C_B < 0,7 \\ 2,0 & 0,7 \leq C_B < 0,7 \\ 2,4 & C_B \geq 0,7 \end{cases} \quad (3.6)$$

Romisch (1989) desenvolveu fórmulas para o *squat* de proa e popa a partir de experimentos com modelos físicos para todas as três configurações de canal

(canais de água aberta, canais confinados e canais irrestritos). Seus valores previstos para proa (S_b) são definidos da seguinte forma:

$$S_b = 8 \left(\frac{V}{V_{cr}} \right)^2 \left[\left(\frac{V}{V_{cr}} - 0,5 \right)^4 + 0,0625 \right] \left(\frac{10C_B}{L_{pp}/B} \right) (0,155T \sqrt{h/T}) \quad (3.7)$$

Millward (1990) realizou testes em modelos físicos para diferentes tipos de navios em canais irrestritos. No trabalho de Millward se observou que sua fórmula é muito conservadora, dessa maneira ela tende a estimar grandes valores de *squat*. Assim como foi realizado o estudo com uma gama pequena de comprimentos de navio, o que torna sua fórmula limitada para os navios mais novos e mais longos. Sua fórmula para o *squat* na proa, foi definida como:

$$S_b = 0,01 L_{pp} \left(\frac{15C_B}{L_{pp}/B} - 0,5 \right) \frac{Fr_h^2}{1 - 0,9Fr_h} \quad (3.8)$$

Millward (1992) reorganizou os resultados dos seus testes e apresentou em um formato semelhante ao Tuck (1966) . Sua equação para o *squat* na proa (S_b) é definida da seguinte forma:

$$S_b = 0,01 L \left(\frac{61,7C_B}{L_{pp}/T} - 0,6 \right) \frac{Fr_h^2}{\sqrt{1 - 0,9Fr_h^2}} \quad (3.9)$$

Yoshimura (1988) desenvolveu uma fórmula empírica para o efeito *squat* em canais no Japão. Esta é definida como:

$$S_b = \left[\left(0,7 + \frac{1,5 T}{h} \right) \left(\frac{BC_B}{L_{pp}} \right) + \frac{15 T}{h} \left(\frac{BC_B}{L_{pp}} \right)^3 \right] \frac{V_e^2}{g} \quad (3.10)$$

3.6 Potência

O sistema de propulsão de um navio tem como objetivo converter a energia do combustível em empuxo para impulsionar o navio. A Figura 3-7 mostra um esquema simplificado do sistema propulsivo do navio.

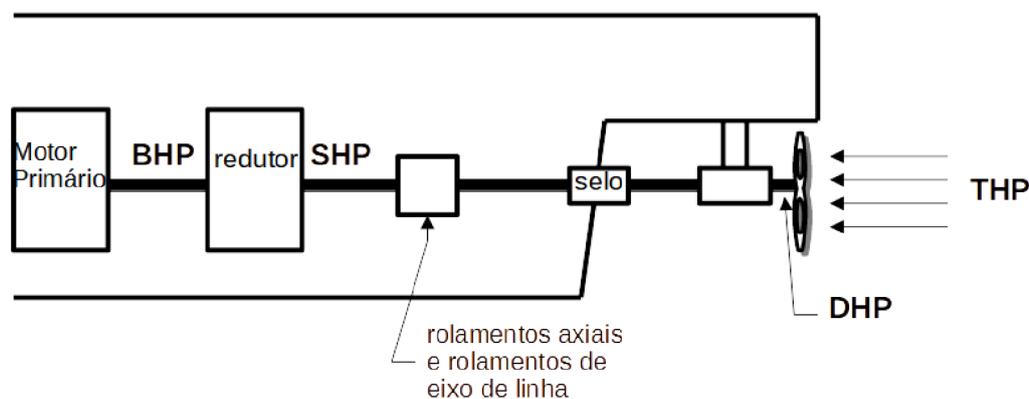


Figura 3-7. Sistema de propulsão de um navio.

As siglas na Fig. 3.7 são definidas como:

BHP- “Brake horse-power” - é a potência de saída do motor, desse modo a potência de um motor rotativo é o produto do torque pela velocidade de rotação.

SHP – “Shaft Horsepower” é igual ao BHP menos as perdas mecânicas na caixa de redução. A caixa de redução reduz a velocidade rotacional do motor para uma velocidade de hélice mais eficiente.

DHP – “Delivered Horsepower” é a potência entregue ao propulsor, que inclui as perdas devido à caixa de engrenagens, aos mancais e à vedação do tubo de popa. A potência entregue é geralmente de 95% a 98% da Potência de Freio, dependendo do sistema de propulsão.

THP – “Thrust Horsepower” é a potência do empuxo da hélice, igual ao produto da velocidade de avanço e o empuxo gerado. Essa potência inclui as perdas da caixa de engrenagens, eixo e hélice.

EHP – “Effective Horsepower” é a potência efetiva necessária para mover o casco do navio a uma determinada velocidade na ausência de ação da hélice. É igual ao produto da resistência de um navio pela velocidade do navio. Esta potência é igual à Potência de Freio menos as perdas devido à caixa de engrenagens, eixo e hélice, bem como a interação entre a hélice e o casco.

Normalmente nos projetos, a potência efetiva é estimada primeiro e consequentemente as eficiências são assumidas para cada parte do sistema propulsivo do navio para estimar a Potência de Freio necessária para ser instalada.

3.7 Eficiência Propulsiva

A Figura 1-1 mostra um diagrama do sistema propulsivo de um navio, começando com a Potência de Freio do motor principal e terminando com a Potência Efetiva para acionar o navio.

A eficiência caixa de engrenagens é definida por:

$$\eta_{eng} = \frac{SHP}{BHP} \approx 0,95 - 0,99 \quad (3.11)$$

A eficiência no eixo é definida por:

$$\eta_{eixo} = \frac{DHP}{SHP} \approx 0,97 - 0,99 \quad (3.12)$$

A Eficiência no hélice definida por:

$$\eta_{hélice} = \frac{THP}{DHP} \approx 0,65 - 0,75 \quad (3.13)$$

Eficiência no casco é definida por:

$$\eta_{casco} = \frac{EHP}{THP} \quad (3.14)$$

As eficiências da engrenagem, eixo e hélice são todas perdas mecânicas ou de fluido. Enquanto que a eficiência do casco, inclui a interação entre o casco e a hélice, que varia de acordo com o tipo de navio. Todas essas eficiências podem ser combinadas dando origem a eficiência propulsiva η_p ou coeficiente propulsivo C_p , definida como.

$$\eta_p = C_p = \frac{EHP}{SHP} = \eta_{eng}\eta_{eixo}\eta_{hélice}\eta_{casco} \quad (3.15)$$

A eficiência propulsora é a razão entre a potência efetiva e a potência do eixo, permitindo, portanto, que o projetista faça uma determinação direta da potência do eixo necessária para ser instalada no navio. Os valores comuns de eficiência propulsiva geralmente variam de 55% a 75%.

3.8 Folga abaixo da quilha

A folga abaixo da quilha (*Underkeel clearance*), é a distância entre o ponto mais baixo da quilha e o fundo marinho. Ela representa a margem de segurança para

evitar o encalhe ou a colisão com o relevo submarino ou com objetos submersos. Na Figura 3-8, mostra-se os componentes para o cálculo, a folga abaixo da quilha é calculado da seguinte forma, (GOURLAY, 2007).

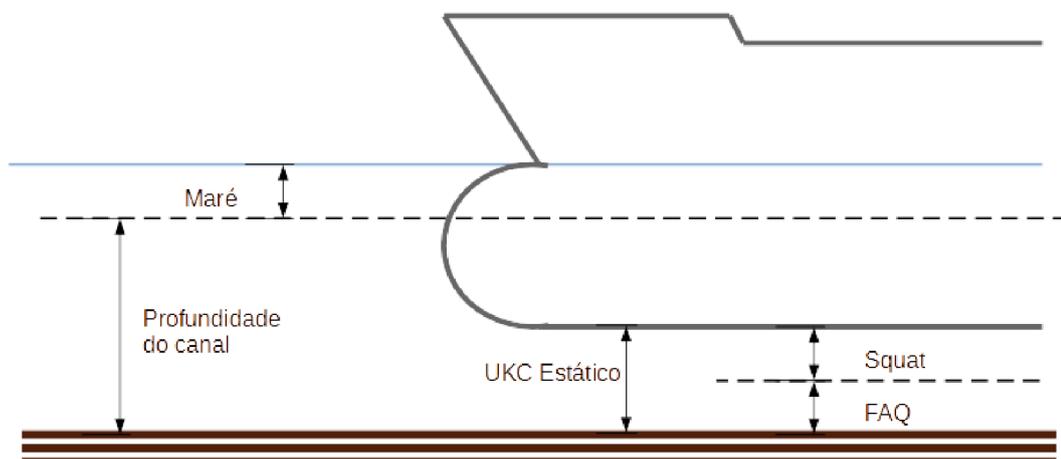


Figura 3-8. Folga abaixo da quilha (Underkeel clearance),

A folga abaixo da quilha é calculada pela seguinte equação (GOURLAY, 2007).

$$FAQ = \text{Nível de profundidade} + \text{nível projetado da maré} - UKC \text{ estático} - \text{squat} \quad (3.16)$$

3.9 OPENFOAM

Quando um projeto de construção de um código CFD é iniciado, é interessante estruturá-lo de forma que se torne geral o suficiente para que outras pessoas possam usá-lo no futuro como uma ferramenta confiável, eficiente e de fácil manipulação. Esta preocupação envolveu os pensamentos dos então alunos de doutorado do Imperial College, Henry Weller e Hrvoje Jasak quando, em 1993, combinaram esforços para desenvolver o código do FOAM (Field Operation And Manipulation) para operar e manipular campos tensoriais visando a sua aplicação à fluidodinâmica computacional. A tecnologia do FOAM é baseada em um conjunto eficiente e flexível de módulos escritos em C++ que são usados com o intuito de construir: (i) *solvers*, que são arquivos executáveis construídos a partir do código fonte e das bibliotecas do software, utilizados para resolver problemas específicos de engenharia que envolvam campos vetoriais; (ii) utilitários para realizar tarefas de pré e pósprocessamento, que vão de uma simples manipulação de dados para visualização e construção e processamento de malhas; (iii) bibliotecas de expansão usadas pelos *solvers* e utilitários, tal como uma biblioteca de modelos físicos (SILVA, 2007).

Desde a sua criação, o FOAM se tratava de um software comercial, até que a partir do dia 10 dezembro de 2004 o código do FOAM se tornou de domínio público sobre a GLP (Gnu Public License) e o programa passou a ser chamado de OpenFOAM. Desde então está a disposição essa ferramenta para simulações em CFD, de processos bem diversos e complexos de forma gratuita e também, com código aberto, o que ajuda para um usuário avançado a entender o que se passa por trás da ferramenta, algo que é não é disponibilizado em um software comercial. O OpenFOAM é constituído por uma extensa biblioteca de dados, que oferece vários recursos básicos do código para que se possa efetuar a simulação em um assunto específico. Esses recursos são implementados nos *solvers*, fornecidos pelo programa, tornando estes últimos específicos para um dado caso. Dentre alguns dos recursos básicos do código oferecidos, temos:

- operações com tensores e de campo;
- discretização das equações diferenciais parciais usando uma sintaxe legível;
- solução de sistemas lineares;
- solução de equações diferenciais ordinárias;
- paralelização automática de operações de alto nível;
- malha dinâmica;
- modelos físicos gerais;
- modelos reológicos;
- modelos termodinâmicos e banco de dados;
- modelos de turbulência;
- modelos de reação química e cinética;
- métodos de rastreamento de partículas de Lagrange;
- modelos de transferência de calor por radiação.

3.9.1 TURBULÊNCIA

A turbulência é encontrada em vários lugares e ocasiões, como os escoamentos de rios e canais, a caracterização de um escoamento turbulento é realizado a partir das seguintes características da turbulência: irregularidade, difusividade; alto número de Reynolds; tridimensionalidade da vorticidade; escoamentos dissipativos; meio contínuo; características do escoamento (não do fluido) (POPE, 2000). Segundo Freire (2006), no escoamento dos fluidos, a transição para a turbulência é caracterizada pelo surgimento de instabilidades em um escoamento laminar às quais aumentam por um processo não-linear e degeneram-se em um regime turbulento. A turbulência é um fenômeno complexo e difícil de determinar, possuem características no escoamento como: irregularidade,

difusidade, flutuações de vórtices tridimensionais, dissipação e continuidade (TENNEKES; LUMLEY, 1972).

No estudo da turbulência estão disponíveis algumas técnicas para estimar as propriedades de um escoamento turbulento. Atualmente existem basicamente três métodos para se analisar um escoamento turbulento. O modelo de Simulação numérica direta DNS (Direct Numerical Simulation), o modelo de Simulação de Grandes Escalas LES (Large Eddy Simulation) e o modelo baseado na média de Reynolds RANS (Reynolds Averaged Navier-Stokes)(POPE, 2000).

Nesse trabalho é aplicado o RANS. Devido à complexidade e aos vastos recursos computacionais necessários para resolver as instabilidades das equações governantes, esta formulação é amplamente aplicada para a essência da física com o mínimo de complexidade. A média de Reynolds é uma simplificação forte, mas que vem sendo utilizada com sucesso na solução de uma variedade de problemas práticos de engenharia. Esta formulação busca criar aproximações para as correlações desconhecidas das propriedades do escoamento (WILCOX, 1998). Existem vários modelos RANS, com diferentes graus de complexidade. Neste trabalho foi utilizada a formulação $k-\omega$ SST.

4 | METODOLOGIA

Neste trabalho foi realizado um estudo do efeito da profundidade de águas rasas na resistência ao avanço de um navio porta-contentores com base em simulações numéricas. Além disso, foi estudado também a influência do efeito *squat* na embarcação e como ela influencia o consumo de combustível e suas emissões de gases poluentes.

Para a realização deste trabalho, foi utilizado o software OpenFOAM, que é um software livre de código aberto. Foi utilizado o *solver interFoam* que é a implementação do OpenFOAM para a solução de problemas multifásicos onde os fluidos são imiscíveis, no caso o ar e água. Dentre os recursos implementados neste solver, é possível destacar a sua capacidade de resolver as equações de Navier-Stokes para um fluxo laminar ou turbulento incompressível. Outra característica do *interFoam*, é que ele utiliza o método Volume of Fluid (VOF) com uma discretização por Volumes Finitos das equações de transporte da massa, da quantidade de movimento, e da fração volumétrica de uma das fases. Primeiramente foi realizada a validação da solução e posteriormente foi feito o estudo da variação da profundidade do canal. Para tanto foram criadas três configurações diferentes para o domínio computacional.

4.1 MODELAGEM MATEMÁTICA

Nesta seção é detalhada as equações necessárias para a solução da simulação numérica. Para a solução do problema de escoamento transiente com um fluido incompressível e viscoso, as equações RANS incompressíveis e o modelo de turbulência $k-\omega$ SST são adotados. Nessa metodologia um único conjunto de equações de conservação da massa, a quantidade de movimento e o tensor de tensão são resolvidos para os dois fluidos (GREENSHIELDS; WELLER, 2022). Estas equações podem ser descritas, respectivamente, por:

$$\nabla \cdot (\vec{U}) = 0 \quad (4.1)$$

$$\frac{\partial(\rho\bar{U})}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho\bar{U}\bar{U}) = -\nabla\bar{p} + \nabla \cdot [\bar{\tau}] + \rho\bar{g} + \bar{F}_\sigma \quad (4.2)$$

$$\bar{\tau} = \mu[(\nabla\bar{U} + \nabla\bar{U}^T)] \quad (4.3)$$

onde ρ é a massa específica da água [kg/m³], p é a pressão [Pa] g é a aceleração da gravidade [m/s²], e $\bar{\tau}$ é o tensor de tensões [Pa], e I é o tensor da unidade e F_σ [N/m²] é a tensão superficial.

A superfície livre é onde está a interação entre o ar e a água, e muitas vezes pode se tornar instável. Portanto, uma técnica apropriada precisa ser usada para garantir que ela modele esta seção corretamente. Como essa é uma situação multifásica, uma opção é o método do volume de fluido (Volume of Fluid - VOF). Essa é uma excelente maneira de modelar navios que produzem ondas de ruptura, porque podem ser usados para dois (ou mais) fluidos imiscíveis, nos quais a posição da interface desses fluidos deve ser calculada ao longo da simulação (ZHANG *et al.*, 2006) (ZHANG *et al.*, 2006).

O método do VOF (HIRT; NICHOLS, 1981) é uma técnica de modelagem de escoamento multifásico de fluidos imiscíveis que permite o rastreamento da superfície livre, isto é, uma técnica numérica para rastrear e localizar a interface fluido-fluido. Pertence à classe de métodos eulerianos que são caracterizados por uma malha que é estacionária ou se move de uma certa maneira prescrita para acomodar a forma em evolução da interface. Porém, o VOF não se trata de um algoritmo autônomo de resolução de fluxo. As equações de Navier-Stokes descrevendo o movimento do fluxo devem ser resolvidas simultaneamente (HIRT; NICHOLS, 1981).

Na formulação do VOF todas as fases são bem definidas, sendo que uma fase não pode ocupar o volume da outra. Neste método é utilizada uma função chamada de fração volumétrica, α_f , que é definida como:

- se $\alpha_f = 0$ a célula é totalmente preenchida com ar;
- se $\alpha_f = 1$ a célula é totalmente preenchida com água;
- se $0 < \alpha_f < 1$ a célula contém no interior as duas fases, ar e água.

Para se determinar a interface entre os dois fluidos, uma equação adicional de transporte advectivo é incorporada ao modelo. Esta equação escrita para a fração volumétrica é dada por:

$$\frac{\partial(\rho\alpha_f)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho\alpha_f\vec{V}) = 0 \quad (4.4)$$

4.2 Turbulência

Conforme Wilcox (1998) a modelagem da turbulência é um dos três elementos chave da fluidodinâmica computacional. Dessa forma, é muito importante ter uma modelagem adequada e validada para o caso a ser estudado.

4.2.1 Modelo k- ε padrão

O modelo k- ε padrão, foi proposto inicialmente por Harlow e Nakayama (1968), implementado por Jones e Launder (1972) e complementado por Launder e Spalding (1974). Sendo um dos modelos mais utilizados, este acrescenta ao modelo duas equações de transporte para determinar a energia cinética turbulenta, k , e a taxa de dissipação turbulenta, ε . A viscosidade turbulenta é calculada a partir destas variáveis através da equação:

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (4.5)$$

onde C_μ é uma constante empírica do modelo, que normalmente assume o valor de 0,09.

A energia cinética da turbulência k , e sua taxa de dissipação ε , são obtidas das seguintes equações de transporte, respectivamente

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho k u_j)}{\partial x_j} = \rho \tau_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] - \rho \varepsilon \quad (4.6)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho\varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho\varepsilon u_j)}{\partial x_j} \\ = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} \rho \tau_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \end{aligned} \quad (4.7)$$

Onde $C_{1\varepsilon}$ e $C_{2\varepsilon}\rho$ são constantes, σ_k e σ_ε são o número de Prandtl para k e ε respectivamente, e τ_{ij} é o tensor de Reynolds. As constantes do modelo k - ε padrão possuem os seguintes valores definidos por Launder e Spalding (1974).

$$C_{1\varepsilon} = 1,44; C_{2\varepsilon}\rho = 1,92; \sigma_k = 1,0; \sigma_\varepsilon = 1,3$$

4.2.2 Modelo k - ω

Nesta seção é descrita a formulação matemática do modelo k - ω , incluindo as equações governantes e os argumentos físicos. Esse modelo foi proposto por Wilcox (1998). Neste modelo a equação padrão k é resolvida, mas como uma equação determinante do comprimento ω é usada. Esta quantidade é frequentemente chamada de dissipação específica a partir de sua definição $\omega = \varepsilon/k$. A equação modelada é a seguinte:

$$\mu_t = \frac{\rho k}{\tilde{\omega}} \quad (4.8)$$

Sendo

$$\tilde{\omega} = \max \left\{ \omega, \frac{7}{8} \sqrt{\frac{2S_{ij}S_{ij}}{\beta^*}} \right\} \quad (4.9)$$

O tensor da taxa de deformação média dado por:

$$S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad (4.10)$$

A energia cinética turbulenta κ , e a taxa de dissipação específica ω , são obtidas das seguintes equações de transporte:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho k u_j)}{\partial x} = \rho \tau_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial u_j} - \beta^* \rho \omega k + \frac{\partial u_j}{\partial u_i} (\mu + \sigma_k \mu_t) \frac{\partial k}{\partial x_j} \quad (4.11)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \omega u_j)}{\partial x} &= \frac{\alpha \omega}{k} \tau_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial u_j} - \beta^* \rho \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x} \left[(\mu + \sigma_\omega \mu_t) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] \\ &+ \frac{\rho \sigma_d}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \end{aligned} \quad (4.12)$$

Segundo Wilcox (1998), as relações auxiliares para o modelo são:

$$\beta = \beta_0 f_\beta \quad (4.13)$$

$$f_\beta = \frac{1 + 85x_\omega}{1 + 100x_\omega} \quad (4.14)$$

$$x_\omega = \left| \frac{\Omega_{ij} \Omega_{jk} \Omega_{ki}}{(\beta^* \omega)^3} \right| \quad (4.15)$$

$$\Omega_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial u_j} + \frac{\partial u_j}{\partial u_i} \right) \quad (4.16)$$

$$\sigma_d = \begin{cases} 0, \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \leq 0 \\ \sigma_{d0}, \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} > 0 \end{cases} \quad (4.17)$$

Nesse modelo padrão são assumidos como constantes $\sigma_k = 3/5$ e $\sigma_\omega = 1/2$. Os demais coeficientes necessários ao fechamento das equações são $\alpha = 13/25$, $\beta^* = 9/10$, $\sigma_{d0} = 1/8$ e $\beta_0 = 0,0708$ Wilcox (1998).

4.2.3 Modelo k- ω SST

As equações de transporte empregadas pelo modelo k- ω SST tem uma forma semelhante às do modelo k- ω padrão (MENTER, 1993).

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho k u_j)}{\partial x} = \rho \tau_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial u_j} - \beta^* \rho \omega k + \frac{\partial u_j}{\partial u_i} (\mu + \sigma_k \mu_t) \frac{\partial k}{\partial x_j} \quad (4.18)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \omega u_j)}{\partial x} &= \frac{\alpha \omega}{k} \tau_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial u_j} - \beta \rho \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\mu + \sigma_\omega \mu_t) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] \\ &+ 2(1 - F_1) \frac{\rho \sigma_{\omega 2}}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \end{aligned} \quad (4.19)$$

Nesse modelo, F_1 é uma função de mesclagem entre o modelo k- ω e o modelo k- ϵ modificado, de modo que F_1 é igual a 1 dentro da camada limite e é igual a 0 no escoamento livre. F_1 é calculado segundo a equação:

$$F_1 = \tanh \left\{ \left\{ \min \left[\max \left(\frac{\sqrt{k}}{0.09 \omega y}, \frac{500 v}{y^2 \omega} \right), \frac{4 \rho \sigma_{\omega 2} k}{CD_{k\omega} y^2} \right] \right\}^4 \right\} \quad (4.20)$$

onde y é a distância até a próxima superfície e $CD_{k\omega}$ é a porção positiva do termo de difusão cruzada da Eq. 40 dado por:

$$CD_{k\omega} = \max \left(2 \rho \sigma_{\omega 2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j}, 10^{-20} \right) \quad (4.21)$$

A viscosidade turbulenta μ_t , para esse modelo, é obtida da seguinte forma:

$$\mu_t = \frac{\rho k \alpha_1}{\max(\alpha_1 \omega, \Omega F_2)} \quad (4.22)$$

onde Ω é o valor absoluto da vorticidade e F_2 é a segunda função de mesclagem

$$F_2 = \tanh \left\{ \left[\max \left(\frac{2\sqrt{k}}{0.09 \omega y}, \frac{500 v}{y^2 \omega} \right) \right]^2 \right\} \quad (4.23)$$

4.3 Duisburg Test Case

O Duisburg Test Case (DTC) é um projeto de casco de um navio porta-contentores post-Panamax 14000 TEU, desenvolvido no ISMT (Institute of Ship Technology, Ocean Engineering and Transport Systems). Esse mesmo projeto é utilizado por Moctar et al. (2012) para validação de modelos numéricos com testes experimentais. Desse modo são utilizados os dados experimentais do caso para a comparação com a simulação realizada. A geometria do casco, Figura 4-1 (a) é baseada em um navio porta-contentores, como na , Figura 4-1 (b) e na Tabela 4-1 estão listadas as dimensões da embarcação. Para o estudo do navio foi utilizado apenas a metade do casco, já que ele possui um formato simétrico e dessa forma é possível economizar processamento na simulação.

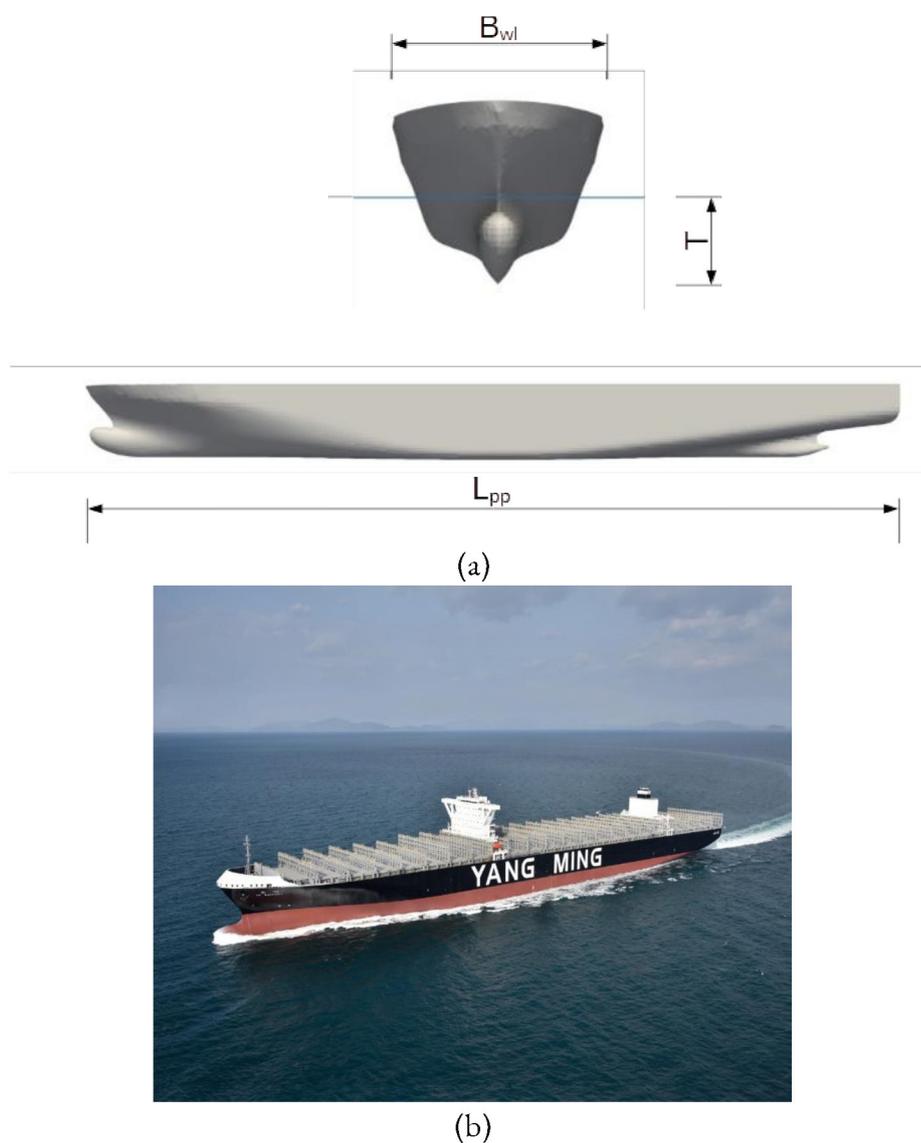


Figura 4-1. Navio porta-contentores 14.000 TEU

Tabela 4-1 Dimensões do casco.

Navio DTC		Modelo	Navio
Comprimento entre perpendiculares	L_{pp} [m]	5,976	355
Boca	B_{wl} [m]	0,859	51
Calado	T [m]	0,244	14,5
Volume deslocado	δ [m ³]	0,827	173.467
Coefficiente de bloco	C_B [-]	0,661	0,661
Área molhada	S_w [m ²]	6,243	22.032
Velocidade de projeto	V_d [nós]	3,244	25

4.3.1 Águas abertas

Primeiramente foi realizada uma simulação do caso para águas profundas para a verificação do modelo. A simulação é definida com algumas simplificações. O modelo foi analisado em escala 1 : 59,407, não possui hélice e leme. A solução utiliza um esquema pseudo-transitório para acelerar uma solução para o estado estacionário usando LTS (Local Time Stepping). As condições de contorno para o caso DTC, segue o esquema da Figura 4-2 , é prescrita uma velocidade do escoamento na entrada do domínio, tanto para a água como para o ar. As regiões lateral, fundo e plano médio são impostas como plano de simetria, ou seja, uma condição de simetria que assume os mesmos processos físicos existentes nos dois lados do limite e dessa forma nenhum fluxo pode cruzar este limite de simetria.

Na região da saída, a condição *outletPhaseMeanVelocity* é imposta. Esta condição de contorno ajusta a velocidade da fase especificada para atingir a média, dessa forma a fração da fase se ajusta de acordo com a taxa de fluxo de massa e assim mantém o mesmo nível da água de saída no nível da entrada. Na região superior, é atribuída como condição de contorno a pressão prescrita igual a zero, que é a pressão atmosférica manométrica. A viscosidade cinemática e a massa específica da água e do ar são mostradas na Tabela 4-2. As simulações foram realizadas utilizando o solver *interFoam*.

Tabela 4-2 Propriedades de transporte.

Fase	Massa específica do fluido [kg/m ³]	Viscosidade cinemática [m ² /s]
Ar	1	$1,48 \times 10^{-5}$
Água	998,8	$1,09 \times 10^{-6}$

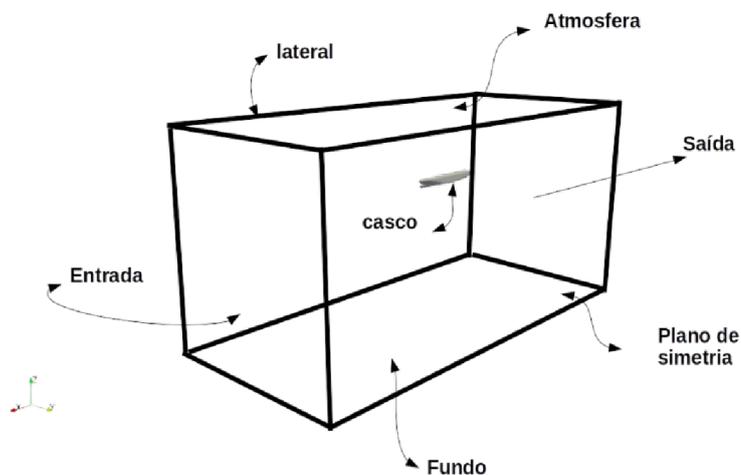


Figura 4-2. Condições de contorno

O OpenFOAM inclui uma ampla variedade de controles de solução, especificados por meio de arquivos de dicionário. Estes permitem o controle do programa em algumas configurações como funções de interpolação, acoplamentos pressão velocidade, solução de sistemas lineares, controles dos algoritmos e definição das propriedades físicas (OPENCFD, 2016). Estes parâmetros estão descritos na Tabela 4-3.

Tabela 4-3. Parâmetros de controle do OpenFOAM.

Variável	Parâmetro
Software	OpenFOAM 8
Algoritmo	PIMPLE
Solvers	
Alpha água	smoothSolver
Pressão estática	PCG
Pressão	GAMG
$V k \omega$	smoothSolver
Interpolação Schemes	Linear
➤ Transiente	localEuler
➤ Gradiente	Gauss linear

➤ Divergente	
○ $\text{div}(\rho\Phi, V)$	Gauss linearUpwind grad(V)
○ $\text{div}(\phi, \alpha)$	Gauss vanLeer
○ $\text{div}(\phi_{\text{irb}}, \alpha)$	Gauss linear
○ $\text{div}(\phi, k)$	Gauss linearUpwind limited- Grad
○ $\text{div}(\phi, \omega)$	Gauss linearUpwind limited- Grad
○ $\text{div}(((\rho \cdot \nu_{\text{Eff}}) \cdot \text{dev2}(T(\text{grad}(V))))))$	Gauss linear

4.3.2 Águas rasas

Posteriormente foi realizado um estudo em águas rasas e quanto a profundidade do canal influencia a embarcação. Para isso foram criadas três configurações diferentes para o domínio computacional, conforme a Figura 4-3. Além disso, foi modificada a condição de contorno do fundo. Agora é prescrita uma velocidade igual à do escoamento no fundo do canal para que o efeito da profundidade em relação à embarcação seja realizado.

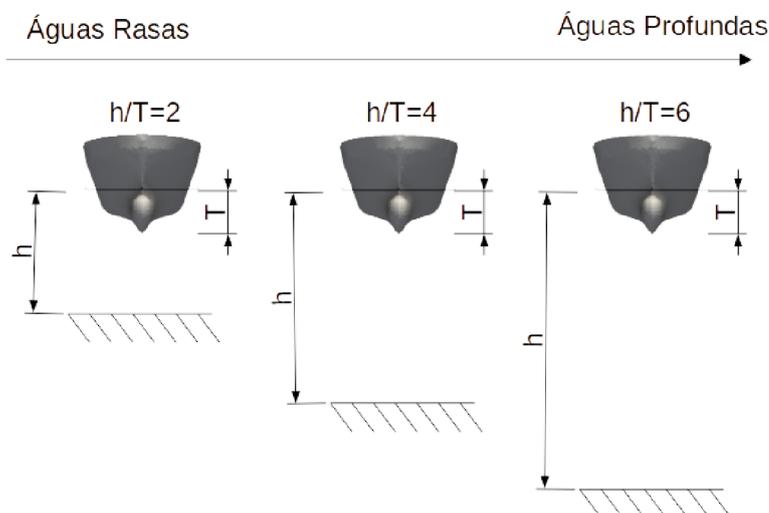


Figura 4-3 Configurações da profundidade do domínio.

Além disso, foi analisado os movimentos do navio na simulação e como ele afeta a sua resistência ao avanço. Na Figura 4-4 está demonstrado um esquema com os movimentos estudados. Primeiramente foi realizado um estudo sem nenhum grau de liberdade (GDL), ou seja, a embarcação estática. A posteriori foi adicionado 1 GDL, o afundamento e por último a arfagem juntamente com o afundamento (2 GDL).

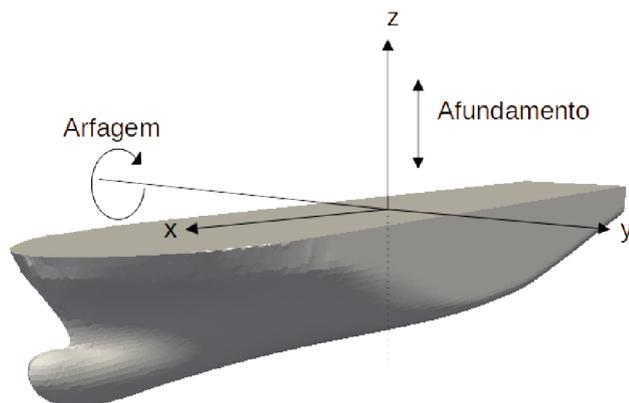


Figura 4-4 Movimentos estudados do navio.

Os estudos foram feitos para diferentes velocidades, conforme a Tabela 4-4.

As velocidades do navio foram baseadas nos testes experimentais segundo (MOC-TAR; SHIGUNOV; ZORN, 2012).

Tabela 4-4. Velocidades de estudo do navio.

Velocidades			
Modelo		Navio	
nós	m/s	nós	m/s
1,946	1	15	7,717
2,596	1,335	20	10,3
3,243	1,668	25	12,86

4.3.3 Geração da malha

A geração da malha é feita no OpenFOAM, utilizando a ferramenta *snappyHex-Mesh*. A malha é feita com algumas regiões mais refinadas que outras. Na Figura 4-5, é possível ver a malha do domínio computacional e nota-se que áreas próximas ao casco, onde os gradientes de velocidade são maiores, têm um nível maior de refinamento. Na Figura 4-5 observa-se que nas regiões próximas ao casco, onde é formada a camada limite dinâmica, a malha é bem mais refinada, assim como a área após a embarcação, onde se formam os campos de esteira. Na Figura 4-6 é apresentada a malha do casco do navio, ela é uma malha complexa para reproduzir devido ao formato do casco do navio. Além disso a malha de todo o domínio, Figura 4-5 têm 1.401.778 volumes. Já na Figura 4-7, uma aproximação da malha do domínio para águas rasas.

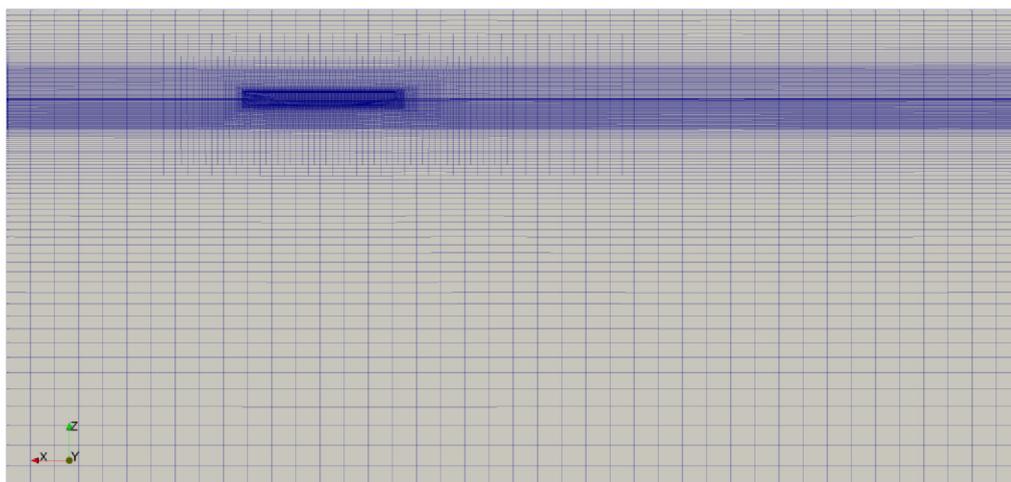


Figura 4-5. Malha do domínio computacional.

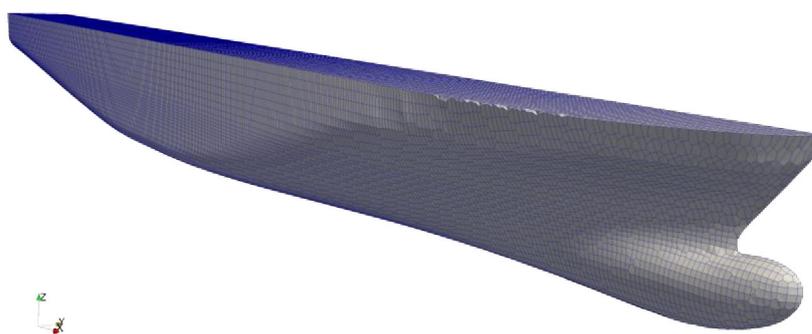


Figura 4-6. Malha do casco da embarcação.

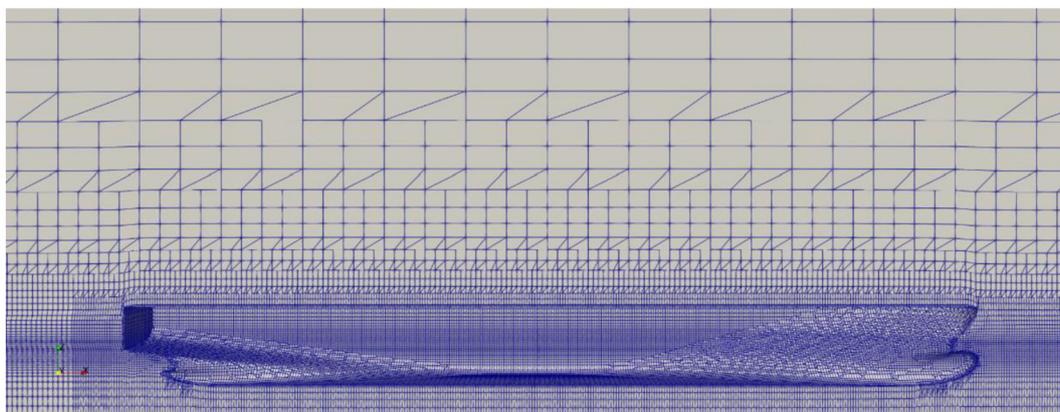


Figura 4-7. Malha do navio em águas rasas

4.4 CONSUMO DE COMBUSTÍVEL

Navios de grande porte, como o post-Panamax em estudo neste trabalho, consomem grandes quantidades de combustível por dia. Este representa uma grande parte dos custos de uma embarcação. Para o cálculo desse consumo, é necessário ter conhecimento da potência de freio P_B do navio, considerando-se a eficiência energética do próprio motor. Além disso, o consumo específico SFOC (Specific Fuel Oil Consumption), está relacionado diretamente ao ponto de operação do motor principal. Dessa forma, estima-se que SFOC médio dos motores de média e alta velocidade varia entre 175 – 200 g/kWh (KRISTENSEN, 2012) e pode ser aproximado por:

$$\dot{m}_{comb} = SFOC \cdot P_B \quad (4.24)$$

Onde SFOC é igual a 175,5 g/kWh, em que é medido em 75% do MCR (*Maximum Continuous Rating*) (DEDES; HUDSON; TURNOCK, 2010)

4.5 Emissões de CO₂

Os navios como grandes consumidores de combustíveis também são grandes emissores de poluentes como o dióxido de carbono CO₂, que é um dos principais responsáveis pelo efeito estufa (SMITH *et al.*, 2015). O cálculo das emissões de CO₂ é baseado na equação:

$$\dot{m}_{CO_2} = (FE)_{comb} \cdot \dot{m}_{comb} \quad (4.25)$$

onde \dot{m}_{comb} é a vazão mássica do combustível [g/h] e $(FE)_{comb} = 3,1$ é o fator de emissão do combustível [toneladas/dia] utilizado (POLAKIS; ZACHARIADIS; KAT, 2019).

4.6 Extrapolação

O estudo foi realizado com o navio em escala, porém os resultados foram extrapolados para o tamanho real da embarcação. O método utiliza a abordagem de Froude (MOLLAND; TURNOCK; HUDSON, 2011), em que o coeficiente de resistência total é dado pela seguinte forma:

$$C_T = C_F + C_R \quad (4.26)$$

Onde C_T coeficiente de resistência total, C_F coeficiente de resistência friccional e C_R coeficiente de resistência residual.

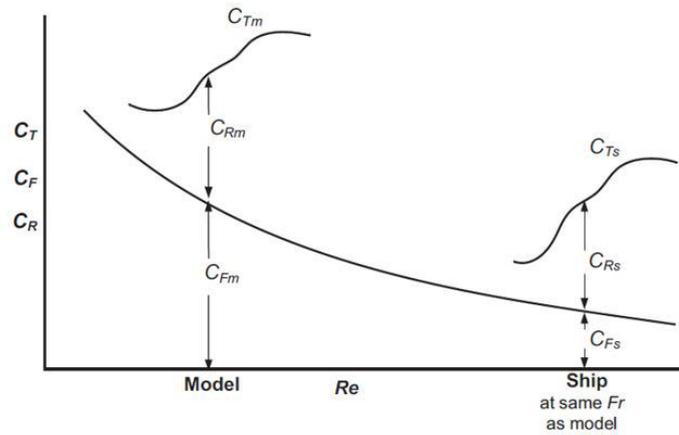


Figura 4-8. Representação da abordagem de Froude(MOLLAND; TURNOCK; HUDSON, 2011).

Pela representação de Froude, que relaciona os dois coeficientes de resistência total em função dos coeficientes de resistência friccional se chega na equação:

$$C_{Ts} = C_{Tm} - [C_{Fm} - C_{Fs}] \quad (4.27)$$

O coeficiente friccional é encontrado pela seguinte equação:

$$C_{Fs} = \frac{0.075}{(\log_{10} R_n - 2)^2} \quad (4.28)$$

Onde número de Reynolds para navio é dado por:

$$R_n = \frac{VL_{pp}}{\nu} \quad (4.29)$$

O coeficiente de resistência total do modelo é dado por:

$$C_{Tm} = \frac{R_{Tm}}{\frac{1}{2} \rho S V^2} \quad (4.30)$$

Onde R_{Tm} é a resistência total do modelo, S é a área molhada do casco.

Por conseguinte, a resistência total do navio é encontrada a partir da seguinte equação:

$$R_{ts} = \frac{1}{2} \rho S V^2 C_{Ts} \quad (4.31)$$

5 | RESULTADOS

Neste capítulo são discutidos os resultados encontrados no estudo dos casos.

5.1 Águas abertas

Para a validação do modelo, foi realizada uma simulação com 8000 segundos/iterações (passo de tempo igual a 1 s), contudo a solução estabilizada, de regime permanente, é obtida apenas após 4000 iterações conforme mostrado Figura 5-1. No início ocorre um forte comportamento oscilatório, devido a aceleração do fluido. Para encontrar o valor da resistência ao avanço, é feita a média das últimas 1000 iterações. Desse modo foi encontrada uma resistência total de 30,170 N para a velocidade de 1,668 m/s, esse valor para o casco inteiro. Na Tabela 5-1, mostra-se os valores da resistência ao avanço obtido para diferentes velocidades e comparados com os valores experimentais do trabalho de Moctar et al. (2012).

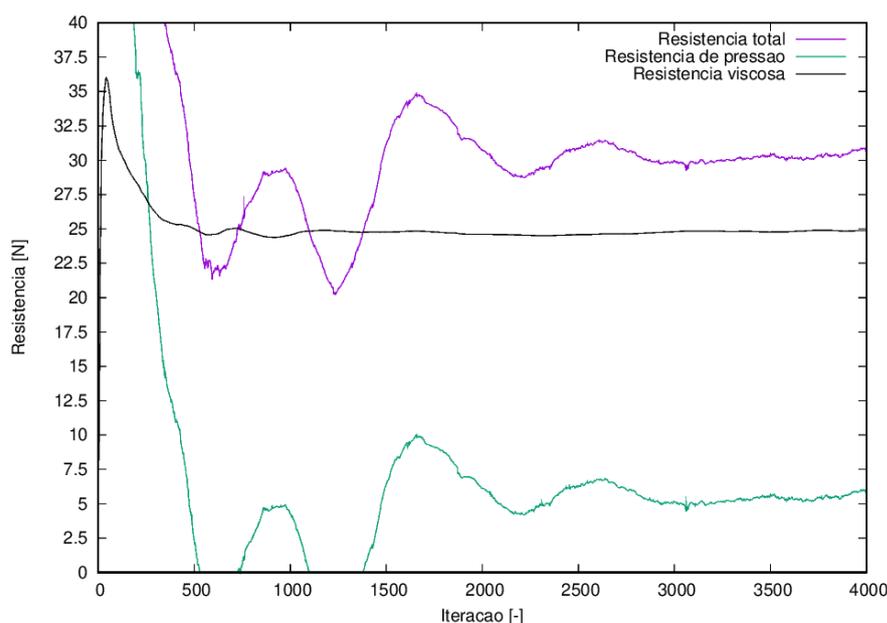


Figura 5-1. Resistências viscosas, de pressão e resistência total

Na Figura 5-2 são mostradas as curvas de resistência ao avanço para diferentes velocidades da embarcação. Observa-se que para 4000 iterações, todas as soluções já atingiram a condição de regime permanente. Como esperado, observa-se também que a resistência ao avanço aumenta com o aumento da velocidade.

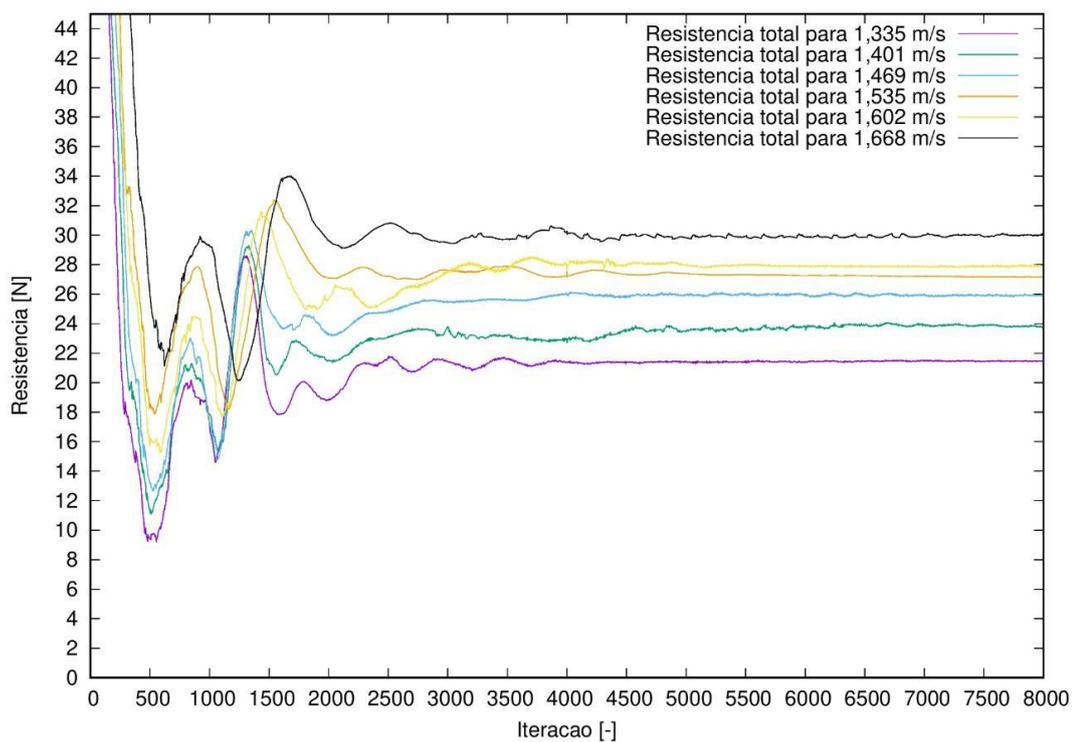


Figura 5-2. Resistência total para diferentes velocidades.

No gráfico da Figura 5-3, é feita a comparação das curvas de resistência ao avanço em função da velocidade. Em azul, o gráfico é gerado a partir dos dados do trabalho de Moctar et al. (2012), enquanto a curva roxa foi gerada com as simulações no OpenFoam para as diferentes velocidades conforme a Tabela 5-1.

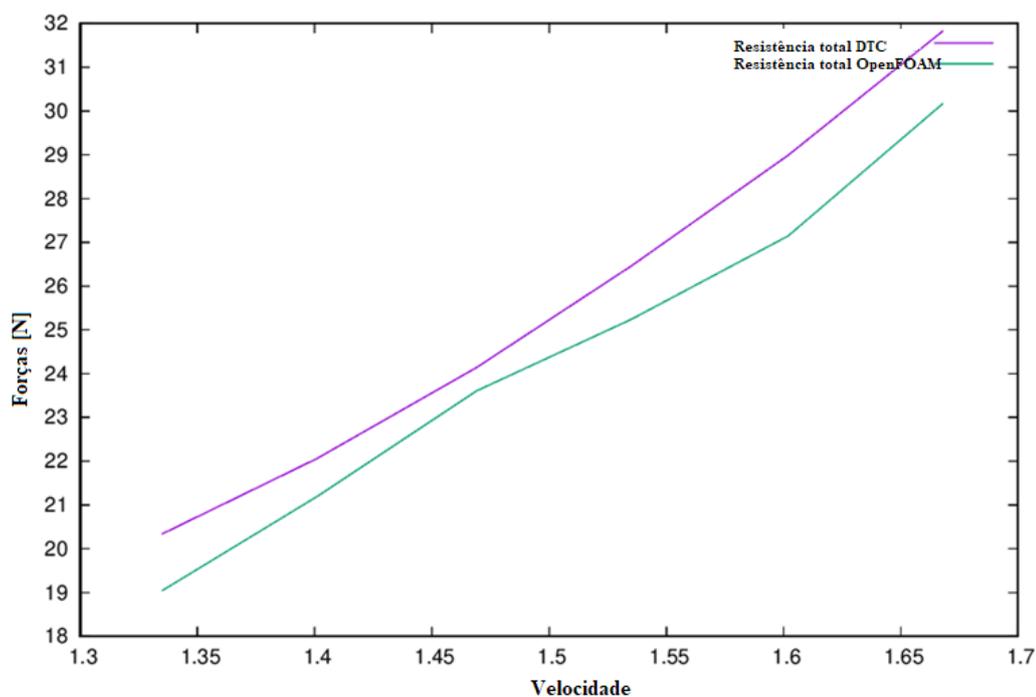


Figura 5-3. Resistência ao avanço em função da velocidade da embarcação

A Tabela 5-1 mostra a comparação entre os dados experimentais para o caso DTC fornecidos por Moctar et al.(2012) e os resultados obtidos neste trabalho com o software OpenFOAM. Da análise da Tabela 5-1 observa-se que o maior erro percentual registrado é de 6,36 % para a velocidade de 1,335 m/s e o menor erro registrado foi de 2,21 % para a velocidade de 1,469 m/s, dessa forma a metodologia aplicada é considerada válida.

Tabela 5-1. Comparação das Resistências obtidas com o caso DTC

Velocidade [m/s]	Caso DTC [N]	OpenFOAM [N]	*Erro percentual %
1,335	20,34	19,045	6.3656
1,401	22,06	21,191	3.9414
1,469	24,14	23,607	2.2085
1,535	26,46	25,241	4.6088
1,602	28,99	27,148	6.3544
1,668	31,83	30,170	5.2156
* $Erro \% = \frac{ OpenFOAM - DTC }{DTC} \cdot 100$			

5.2 Águas rasas

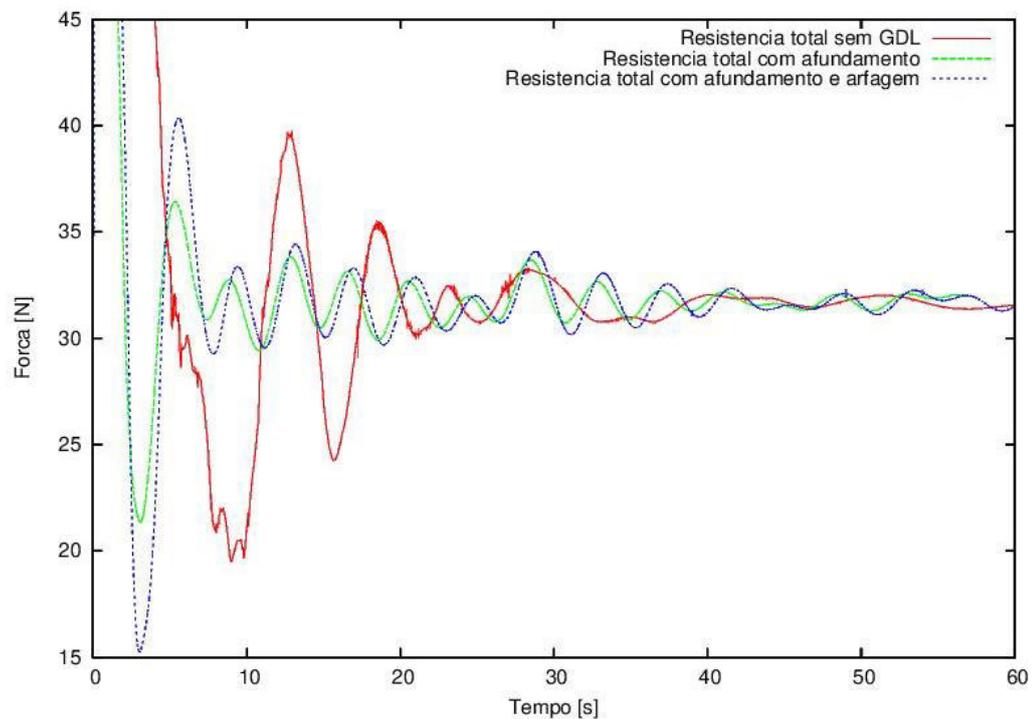
Foram realizadas simulações para diferentes razões de profundidade e graus de liberdade da embarcação, conforme a Figura 4-3. Na Tabela 5-2 estão descritas as resistências encontradas nas simulações de acordo com a razão de confinamento e dos GDL. Primeiro foi feito um estudo para verificar a influência dos graus de liberdade na resistência ao avanço para duas velocidades. Na Tabela 5-2 é possível comparar a resistência ao avanço conforme a profundidade diminui e também quanto os GDL influenciam. Em síntese, é notável não ter uma diferença significativa de 1 GDL (apenas afundamento) para 2 GDL (afundamento mais *trim*), demonstrando que o afundamento é o movimento mais afetado quando a embarcação vai navegando à medida que a profundidade vai diminuindo. O tempo de simulação médio para o caso mais complexo, com 2 GDL, foi em média de 112 horas, enquanto com 0 GDL é 3,3 horas utilizando Intel(R) Core (TM) i7-5930K CPU 3.50GHz e 16 Gb.

Tabela 5-2. Resultado da Resistência ao avanço.

Velocidade = 25 nós			
h/T	Resistência ao avanço [N]		
	0 GDL	1 GDL	2GDL
6	31,64	31,76	31,71
4	31,75	32,14	33,65
2	37,37	43,91	43,99

Velocidade = 20 nós			
h/T	Resistência ao avanço [N]		
	0 GDL	1 GDL	2GDL
6	20,105	20,21	20,07
4	20,035	20,31	20,09
2	21,03	22,44	22,55

Nas Figura 5-4 e Figura 5-5 são mostrados os gráficos das simulações para $h/T=6$, ou seja, um confinamento baixo da profundidade. Para águas mais profundas, os GDL não têm muita influência na resistência ao avanço da embarcação, como pode ser observado na Figura 5-4 com velocidades de 1,668 m/s e na Figura 5-5 com velocidade de 1,335 m/s.

Figura 5-4 Resistência ao avanço para $h/T=6$ com diferentes GDL ($U=1,668$ m/s).

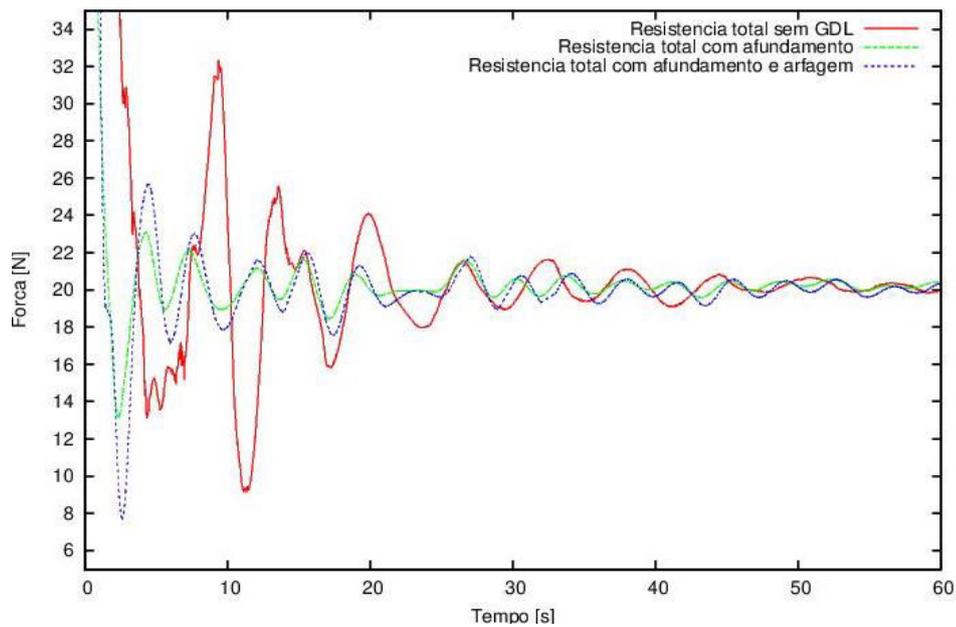


Figura 5-5 . Resistência ao avanço para $h/T=6$ com diferentes GDL ($U=1,335$ m/s)

Do mesmo modo foram realizadas as simulações para $h/T=4$, variando o GDL. Nas Figura 5-6 e Figura 5-7 é possível visualizar os gráficos da resistência ao avanço. Nesse caso já se tem um maior confinamento da profundidade do canal é possível notar o aumento da resistência em função da diminuição da profundidade. É possível também identificar a diferença na resistência causada pela inclusão dos GDL no modelo. O caso estático (0 GDL) subestimou a resistência em relação ao caso com 2 GDL em até 5,64% para velocidade de 1,668 m/s.

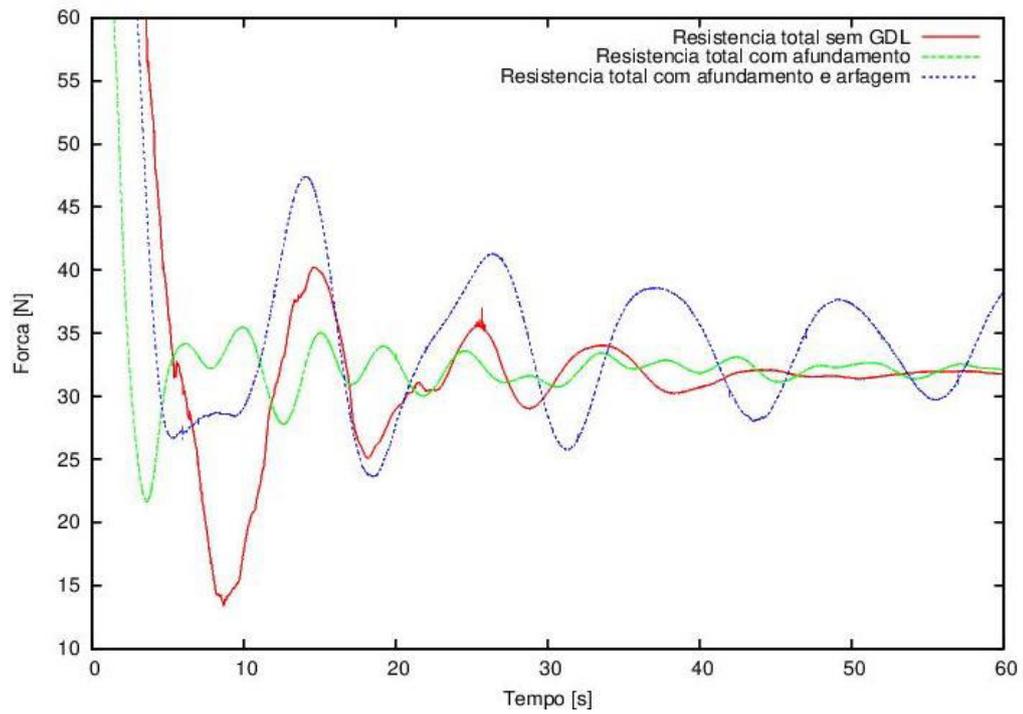


Figura 5-6. Resistência ao avanço para $h/T=4$ com diferentes GDL ($U=1,668$ m/s).

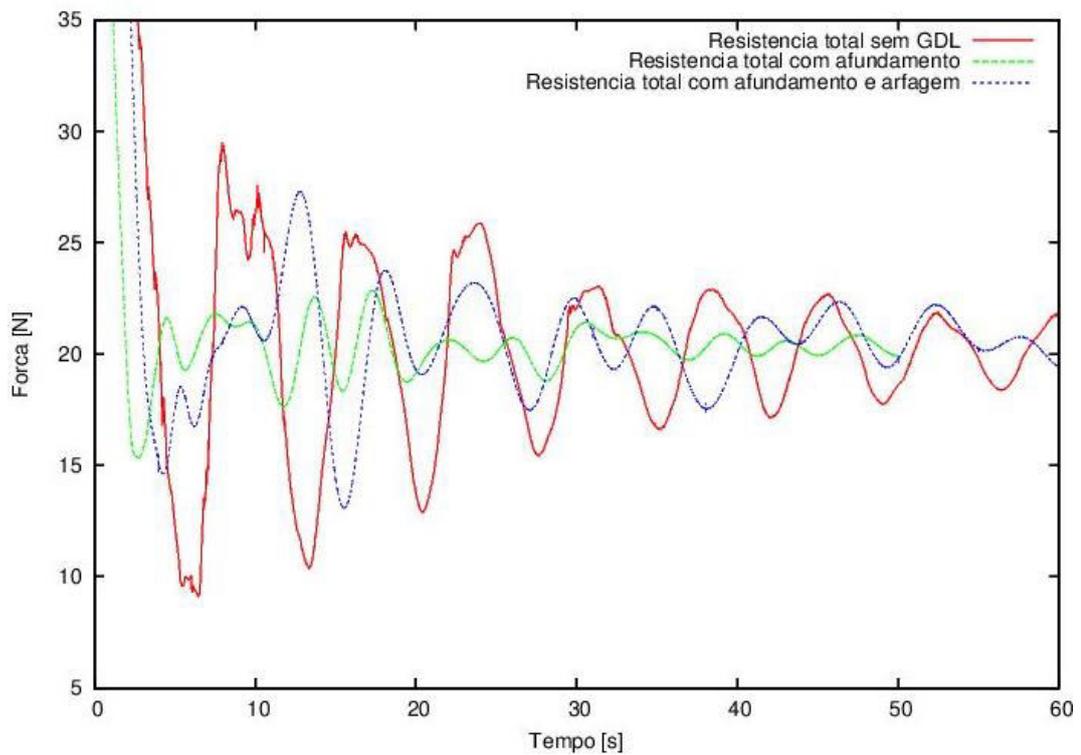


Figura 5-7 Resistência ao avanço para $h/T=4$ com diferentes GDL ($U=1,335$ m/s).

Da mesma forma foram realizadas as simulações para $h/T=2$, nesse caso uma restrição maior na profundidade. Foi encontrada uma maior resistência, conforme a Figura 5-8, sendo que o caso estático subestimou em 15,07% a resistência ao avanço em relação ao caso com 2 GDL. Na Figura 5-8 também é possível notar que a resistência tem uma oscilação maior em relação aos casos em águas mais profundas. Diferente da Figura 5-9, onde a oscilação é menor, assim como a diferença entre os GDL, nesse caso também a velocidade imposta é de 1,335 m/s.

Conforme a Figura 5-10, é possível comparar as diferentes razões h/T com 2 GDL. Portanto, pode-se notar que conforme a profundidade do canal vai diminuindo a resistência ao avanço aumenta, o aumento da resistência é causado pelo aumento do atrito viscoso. Além disso, em águas confinadas ocorre o efeito *squat*, que ocorre quando há um aumento da velocidade do escoamento embaixo da embarcação e assim causando uma redução da pressão conforme a Figura 6. Quando isso acontece o movimento de afundamento e arfagem na embarcação é intensificado, visto que a menor pressão tende a puxar o casco para o fundo do canal e assim aumentando o calado do navio, todos esses fatores levam a uma maior resistência. Na Figura 5-11 é possível visualizar esse aumento da resistência ao avanço em relação a razão de confinamento do canal.

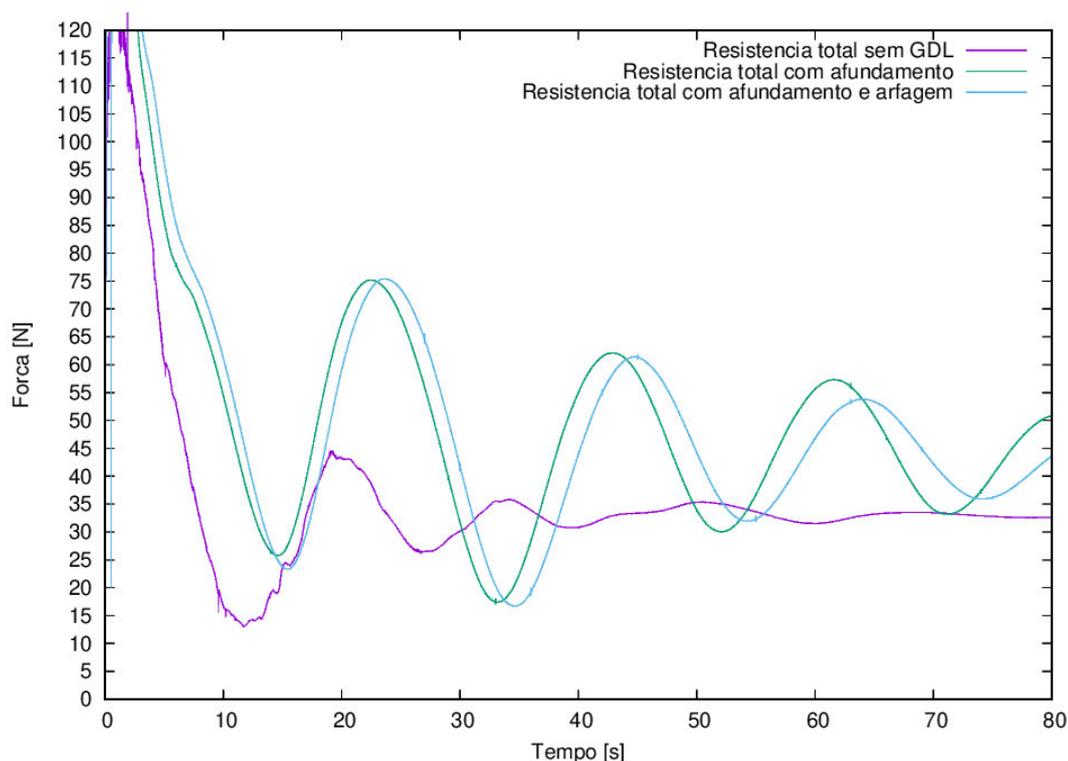


Figura 5-8. Resistência ao avanço para $h/T=2$ com diferentes GDL ($U= 1,668$ m/s).

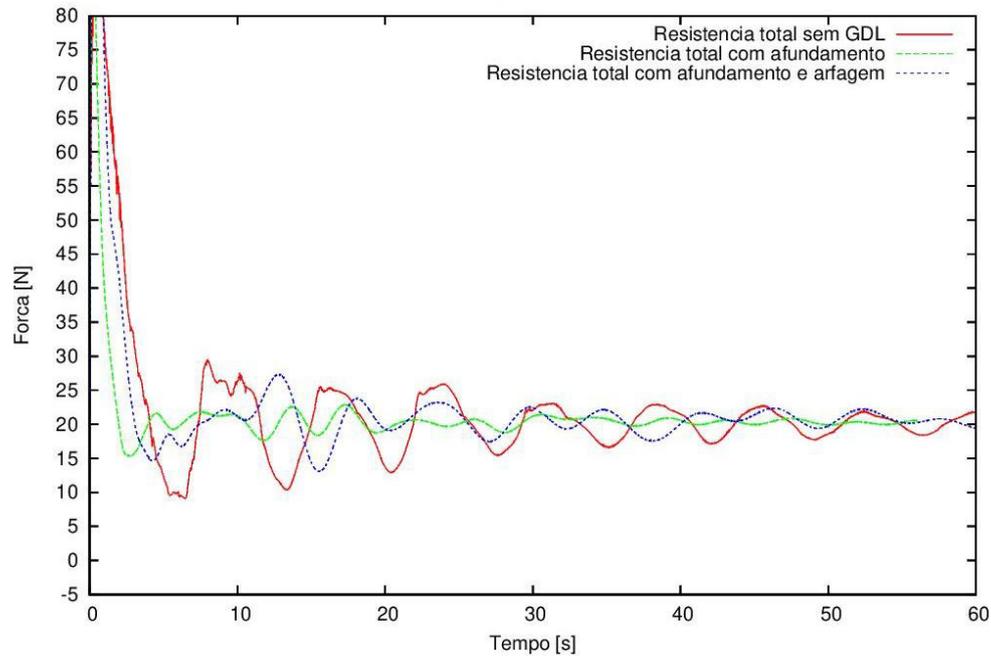


Figura 5-9. Resistência ao avanço para $h/T=4$ com diferentes GDL ($U=1,335$ m/s).

Na Figura 5-10, são comparadas as resistências com 2 GDL para diferentes h/T , em que há um aumento de aproximadamente 6% na resistência ao avanço de $h/T=6$ para $h/T=4$. À medida que a profundidade diminui esse valor tende a aumentar, diminuindo a razão de $h/T=4$ para $h/T=2$ há um aumento de 24% na resistência ao avanço da embarcação. Dessa forma, com o aumento da resistência ao avanço cada vez mais é requerida uma potência maior para a embarcação e conseqüentemente um aumento do consumo de combustível.

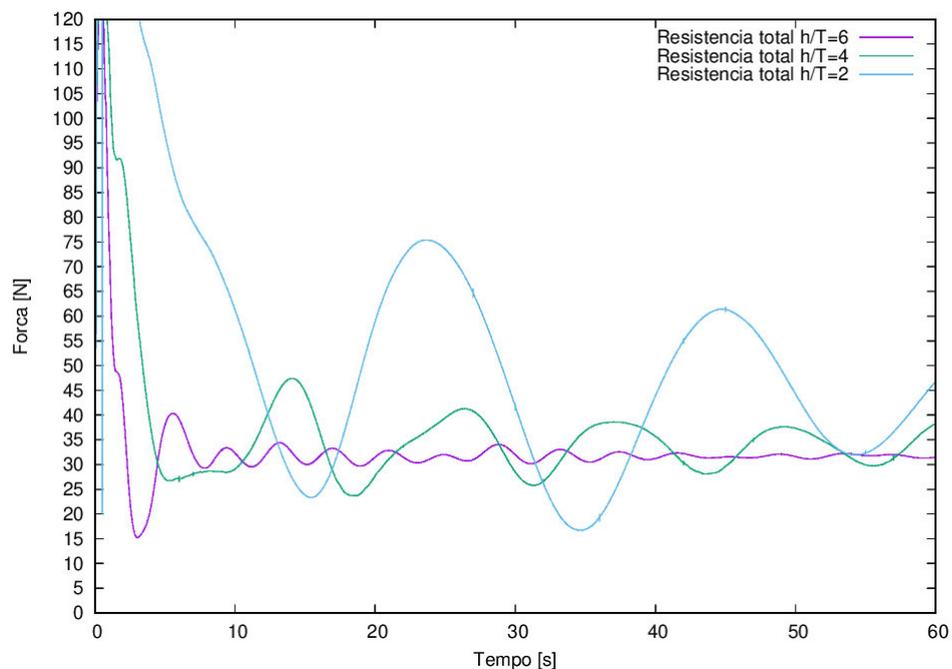


Figura 5-10. Comparação das razões h/T com 2 GD ($U=1,668$ m/s).

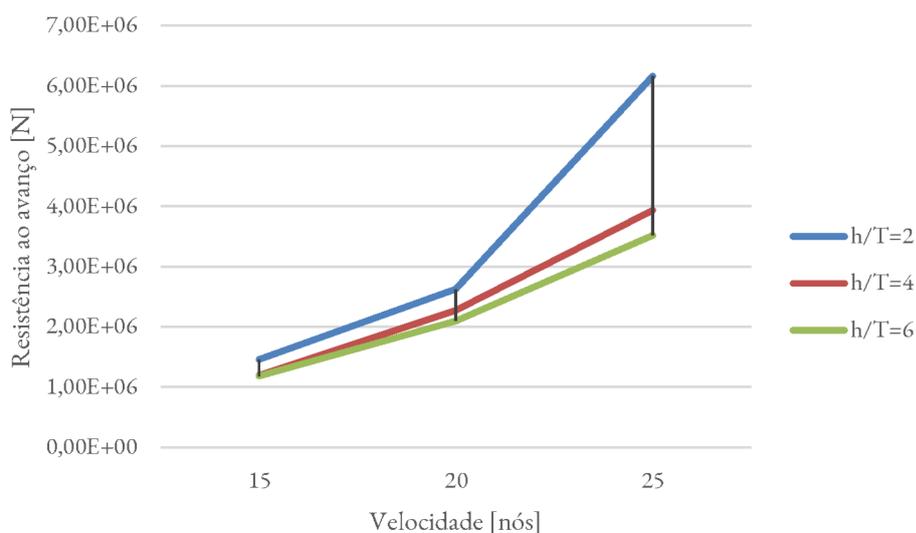
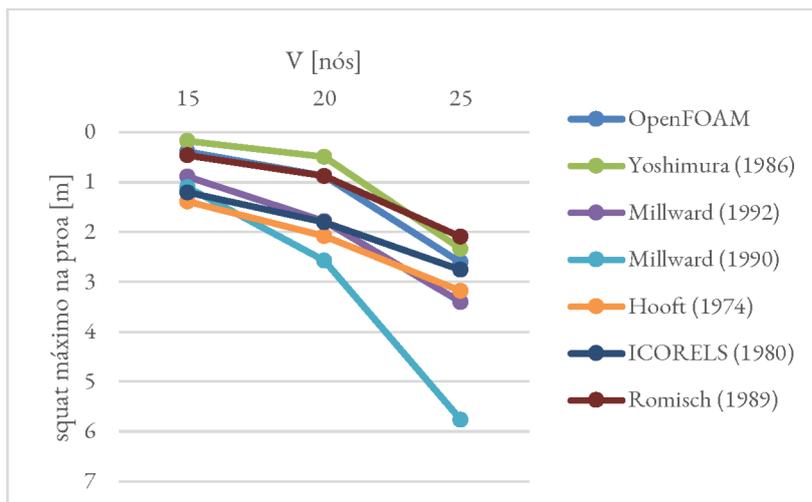
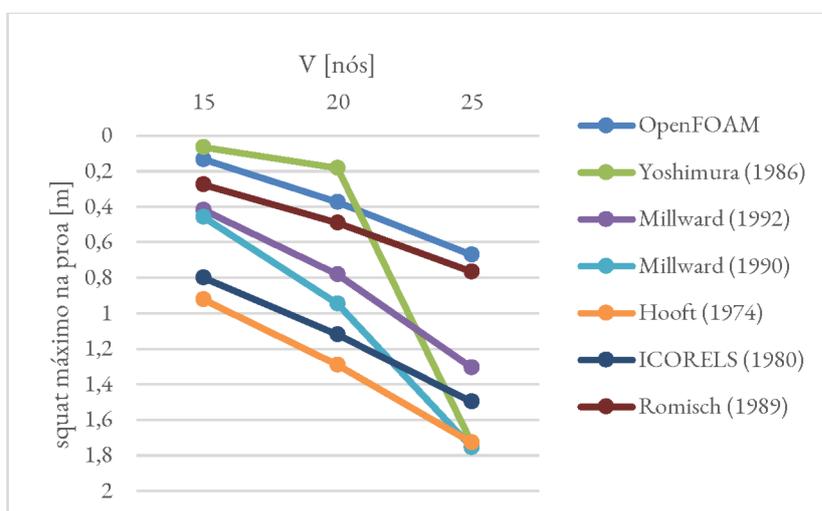
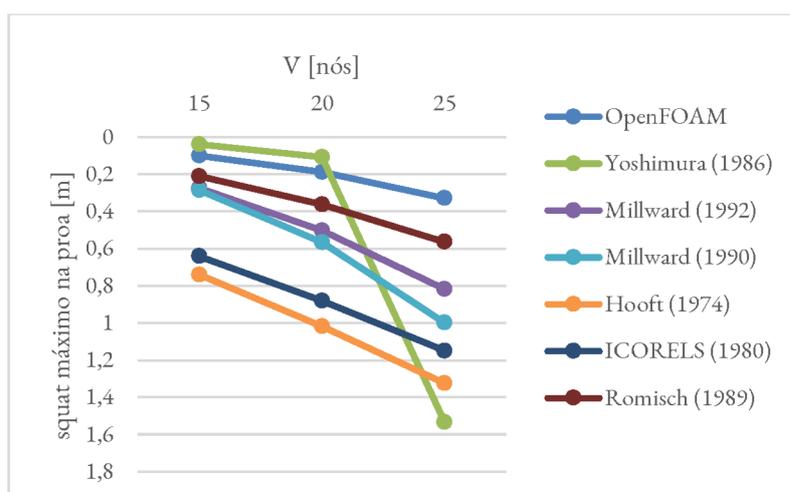


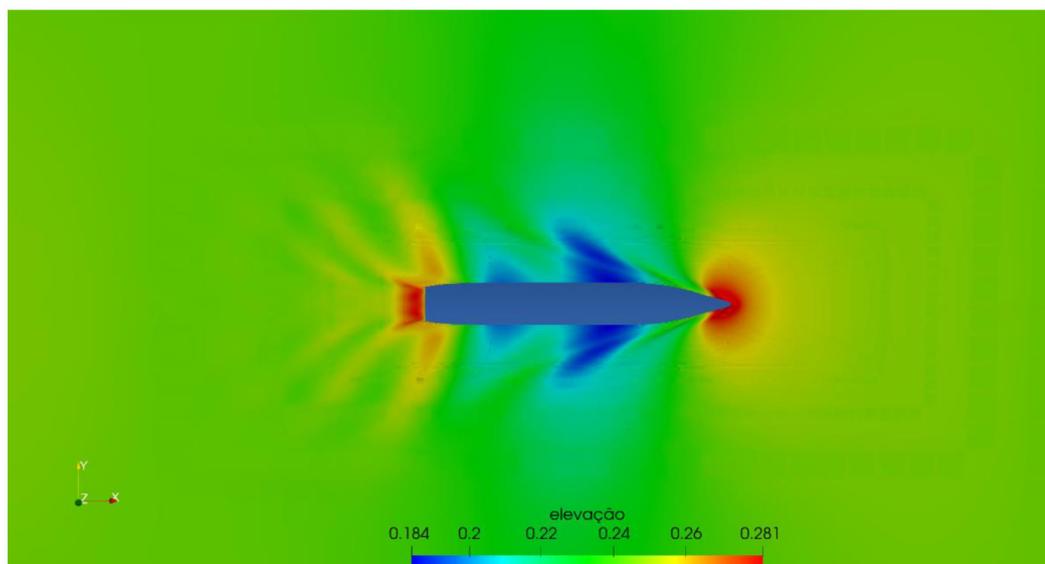
Figura 5-11. Resistência ao avanço em função da velocidade para diferentes profundidades.

5.3 Análise do efeito *squat*

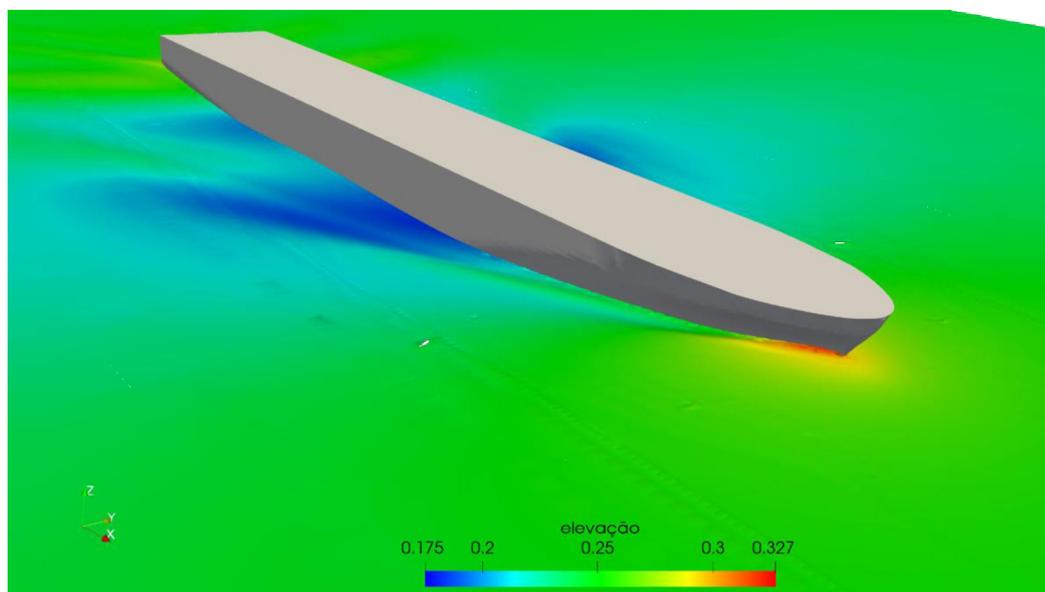
Nesta sessão é realizada uma análise do efeito *squat* e quanto este é influenciado pela velocidade e profundidade do canal de navegação. Dessa forma, foram realizadas simulações para estimar o *squat* máximo na proa do navio para diferentes razões h/T e diferentes velocidades. Assim como foram usadas fórmulas empíricas para comparação com os resultados numéricos. Nas Figura 5-12 (a, b e c) são comparadas diferentes correlações empíricas com a presente solução numérica. Alguns resultados como o trabalho de Romisch (1989) se mostraram muito próximo dos resultados numéricos nas três profundidades estudadas. No entanto, algumas soluções ficaram mais distantes, principalmente em velocidades e profundidades maiores. Como no caso da comparação com os resultados de Yoshimura (1986), a qual se mostrou boa quando $h/T = 2$, porém para profundidades maiores acabou divergindo em relação a análise numérica. Além disso, com a razão $h/T=2$ com uma velocidade de 25 nós é encontrado o *squat* máximo do navio, chegando aproximadamente a 2,75 m. Dessa forma, onde a distância da quilha do navio até o fundo do canal é de 14,5 m, assim o *squat* chega a ser 19% dessa distância. Para a velocidade de 25 nós, os trabalhos de Yoshimura (1986) e Millward (1990) divergem em relação aos resultados obtidos neste trabalho.

a) *Squat* máximo para a razão $h/T=2$.b) *Squat* máximo para a razão $h/T=4$.c) *Squat* máximo para a razão $h/T=6$.Figura 5-12. Comparação do *squat* máximo na proa.

Nas Figura 5-13(a) e Figura 5-13 (b) foi plotada a topologia das ondas geradas pela iteração do escoamento do fluido com o casco do navio em águas rasas. É possível notar que próximo da meia-nau a elevação é menor, onde o gradiente está em azul, justamente por causa do efeito *squat* na embarcação. Além disso, nas Figura 5-14 (a) mostra que a menor pressão fica na meia-nau e consequentemente na região de maior velocidade conforme a Figura 5-14(b) corroborando o efeito *squat*.

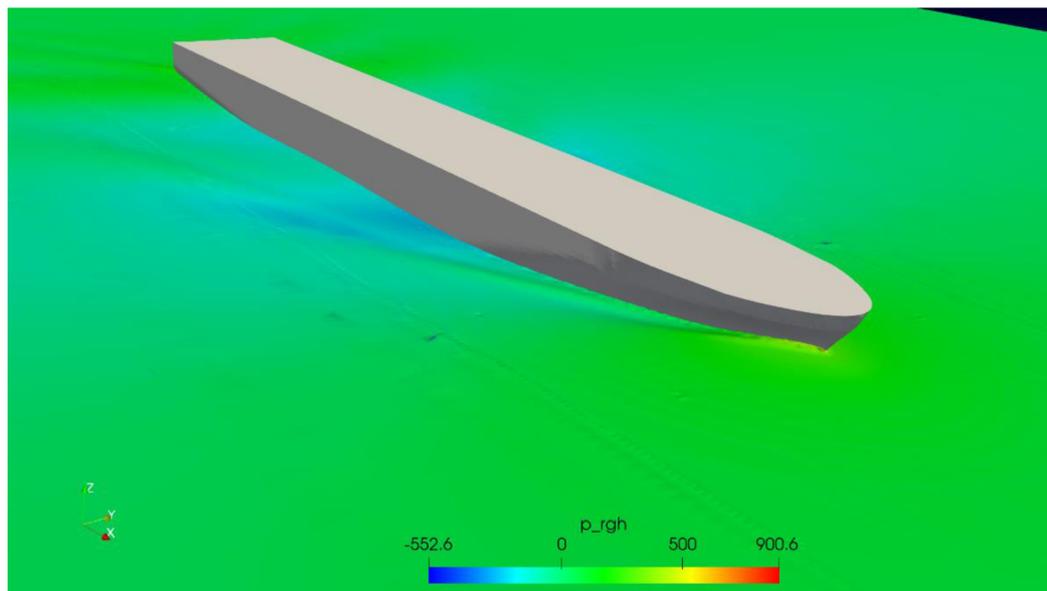


a) Vista superior da topologia de ondas.

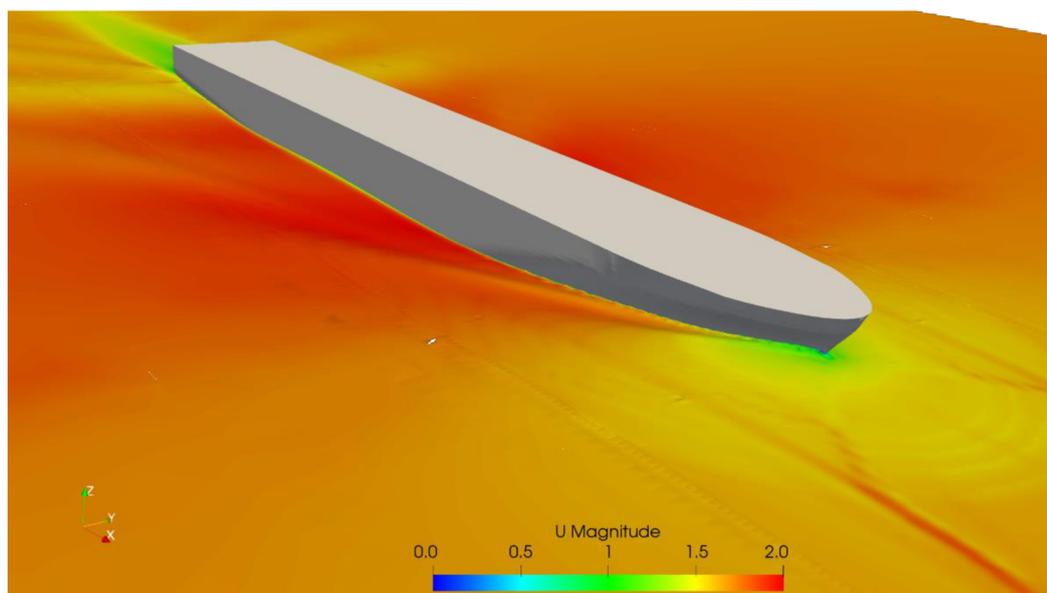


b) Vista em perspectiva da topologia de ondas.

Figura 5-13. Pós-processamento da elevação das ondas.



a) Campos de pressão.



b) Campos de velocidade.

Figura 5-14. Pós-processamento dos campos de pressão e velocidade do domínio

Na Figura 5-15 foi plotado o perfil de velocidade abaixo da quilha do navio, em que no navio a velocidade é zero e no fundo do canal é igual 1,668 m/s para esse caso, Visto que foi imposta nas condições de contorno o fundo com uma velocidade e o navio parado, dessa forma tem a diferença de velocidade entre as duas referências. Pode-se notar pelo gráfico que quanto mais se aproxima do fundo a velocidade cresce até ficar constante conforme o campo de velocidades em x da Figura 5-16.

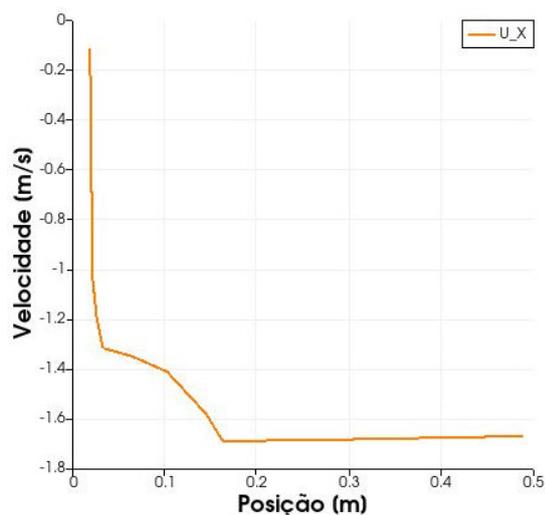


Figura 5-15. Perfil de velocidade abaixo da quilha.

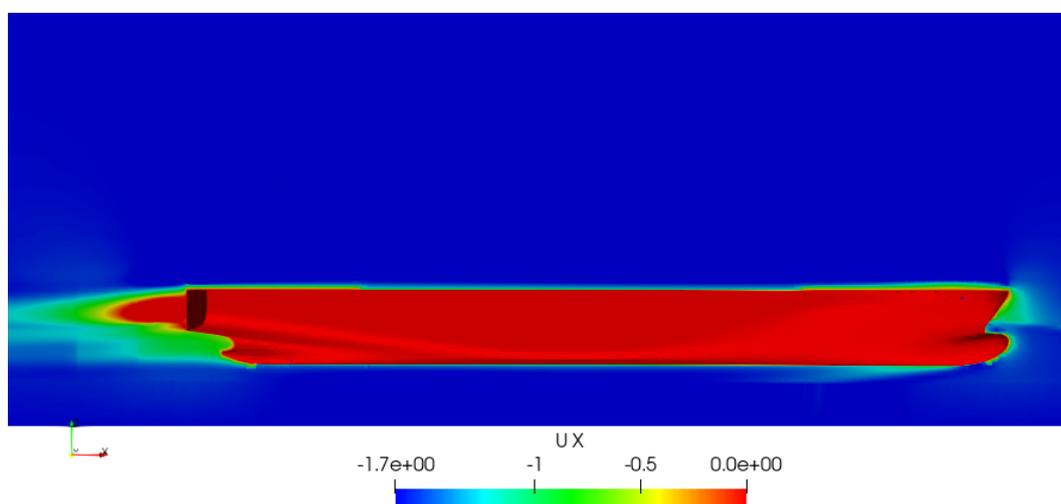


Figura 5-16. Campos de velocidade em x.

5.4 Consumo de combustível

Foi realizado um estudo a respeito do consumo de combustível conforme a profundidade do canal vai diminuindo. Além disso, foi analisada em conjunto a variação de velocidade para essas profundidades. Na Tabela 5-3 é apresentado um comparativo da vazão mássica de combustível conforme a variação da profundidade e velocidade.

O consumo de combustível na embarcação tem um aumento considerável conforme a embarcação vai adentrando em águas cada vez mais rasas, na Figura 5-19 é mostrado esse comportamento. A diferença entre profundidades de $h/T=6$ para $h/T=4$ com uma velocidade de 25 nós, há um acréscimo de 11,84% no consumo

de combustível e na medida que essa profundidade diminui o consumo vai aumentando. De profundidades onde $h/T=4$ para $h/T=2$ há um aumento ainda maior de aproximadamente 56,55%.

Desse modo, foram realizadas outras simulações com velocidades menores (15 e 20 nós) para a verificação do consumo do combustível. Dessa forma, na condição de $h/T=2$ quando diminui a velocidade do navio para 20 nós há uma redução do consumo de 65,87% e consecutivamente diminuindo de 25 para 15 nós a redução chega a aproximadamente 85,77%.

Por exemplo, um navio que percorreu 15 km em águas rasas ($h/T=2$) em analogia com o canal da Barra em Rio Grande Figura 5-17 , Tabela 5-4, caso ele baixe sua velocidade de 25 nós para 15 nós ele teria uma economia de U\$3.004,15 com o custo do HFO (*Heavy fuel oil*) de U\$600,0 por tonelada de combustível (PETROLBUNKERING.COM, 2022).

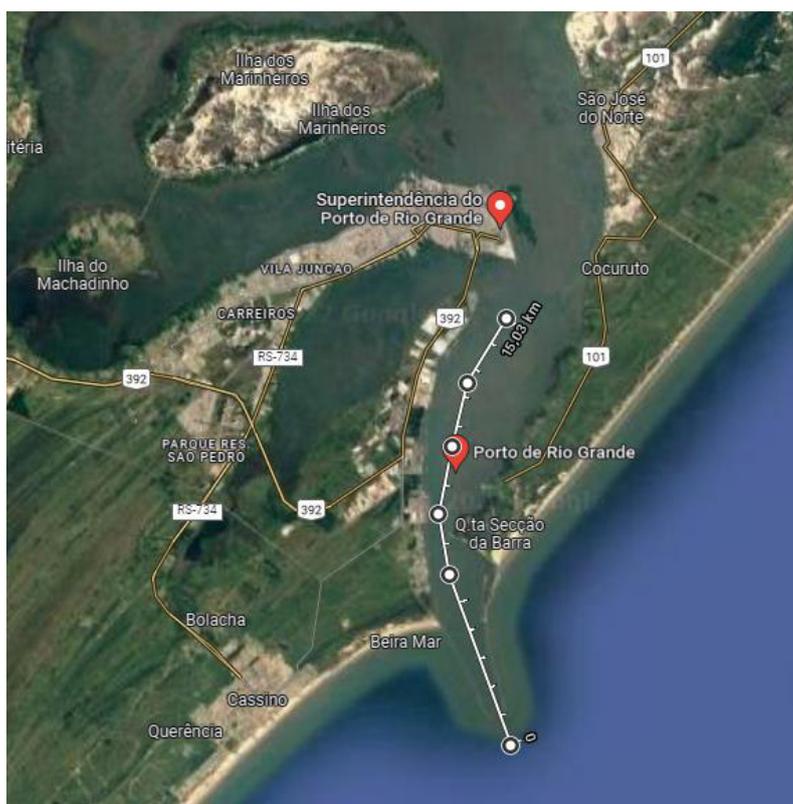


Figura 5-17. Distância do Canal da Barra de Rio Grande. (GOOGLE, 2022) .

Tabela 5-3. Vazão mássica do consumo de combustível [ton/h].

Velocidade [nós]	\dot{m}_{comb} [ton/h]		
	h/T		
	6	4	2
15	2,21	2,23	2,72
20	5,20	5,64	6,52
25	10,9	12,2	19,1

Tabela 5-4. Consumo do navio durante um trajeto com h/t=2.

Distância [km]	Velocidade [nós]	Consumo [ton/h]	Tempo de percurso [h]	Consumo total [ton]
15	15	2,72	0,54	1,47
15	20	6,52	0,41	2,64
15	25	19,1	0,32	6,19

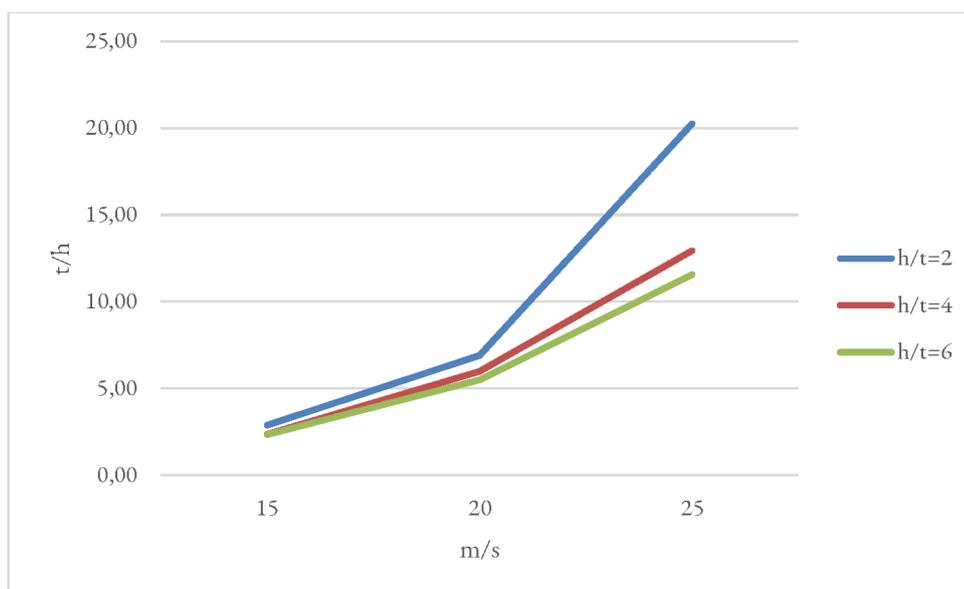


Figura 5-18. Consumo de combustível do navio.

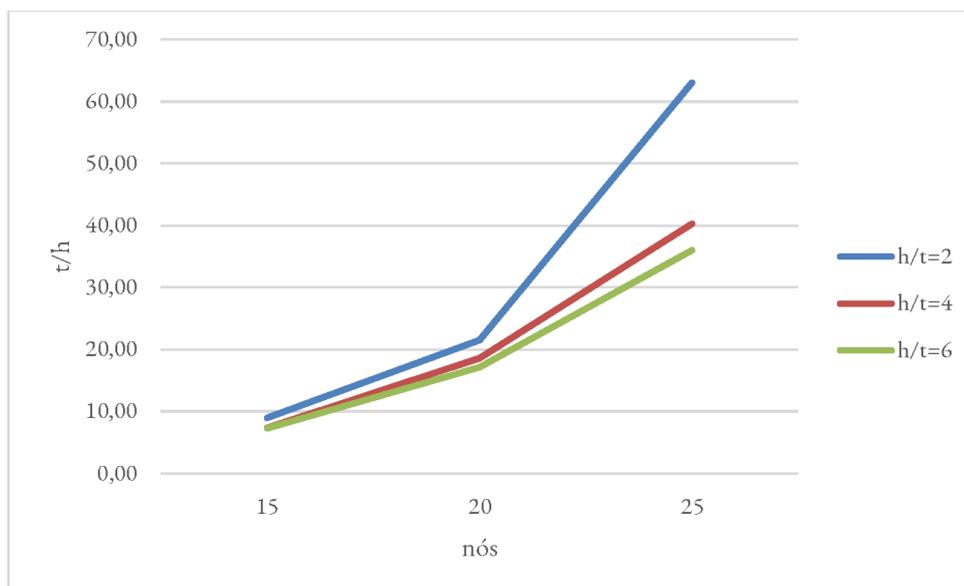
5.5 Emissões de CO₂

Foi realizado também um estudo a respeito das emissões de CO₂ da embarcação na atmosfera. Com o propósito de encontrar a melhor maneira para

reduzir esses poluentes para os modelos propostos. Na Figura 5-19 e na Tabela 5-5 é possível comparar as emissões de CO₂ para diferentes profundidades e diferentes velocidades. Isto é, um navio navegando com uma velocidade de 25 [nós] a uma profundidade de h/T=6, chega a emitir aproximadamente 75% a mais de CO₂ do que estivesse navegando a uma profundidade de h/T=2. Dessa forma, uma maneira para evitar esse acréscimo seria diminuir a velocidade da embarcação, assim uma embarcação navegando a 15 [nós] emitiria 85,77% a menos de CO₂.

Tabela 5-5. Emissões de CO₂.

\dot{m}_{CO_2} [ton/h]			
Velocidade [nós]	h/t		
	6	4	2
15	6,87	6,93	8,46
20	16,18	17,56	20,30
25	33,96	37,99	59,47

Figura 5-19. Emissões de CO₂ para diferentes profundidades.

6 | CONCLUSÃO

Nesse trabalho foi apresentado um estudo em CFD de um navio navegando em diferentes profundidades, com o objetivo de analisar o efeito da profundidade do canal na resistência ao avanço e consumo de combustível. Primeiramente, realizou-se um estudo do efeito dos graus de liberdade no navio. Constatou-se que para estudos em águas rasas é necessário utilizar 2 GDL, visto que o afundamento é o movimento mais afetado nessas condições e conseqüentemente a resistência ao avanço do navio aumenta, a diferença dele de 0 GDL para 2GDL em águas aumenta aproximadamente 17,7% a uma velocidade de 25 nós. Desse modo utilizou-se 2 GDL para o estudo do efeito *squat* na embarcação, em que o *squat* chegou a 2,75m, esse estudo demonstrou a importância de prever essa distância, visto que a partir desses dados pode-se prevenir encalhamentos do navio dependendo da profundidade do canal e choques com fundo do canal podendo ocasionar problemas estruturais na embarcação. Com relação ao consumo de combustível, foi observado que este pode ser diminuído com a redução da velocidade do navio. Em profundidades menores, esta redução de velocidade tem um papel ainda mais importante na economia de combustível. Foi estimado que é possível reduzir o consumo em até 86% diminuindo-se a velocidade de 25 para 15 nós a uma profundidade de $h/T=2$. Por último, a análise de emissões de CO₂ teve um comportamento na mesma linha do consumo de combustível, podendo diminuir as emissões de 63 ton/h para aproximadamente 7,2 t/h em $h/T=2$. Em síntese, a simulação numérica utilizando o OpenFOAM foi muito eficaz para poder estimar desde a resistência ao avanço até as emissões de CO₂ do navio porta contentores, visto que todo o trabalho foi utilizando softwares livres. A partir das análises numéricas é possível criar uma estratégia para projetar melhores navios de acordo com as peculiaridades da região com suas diferentes profundidades e com diferentes velocidades de cruzeiro das embarcações.

Referências

ATILA P. SILVA FREIRE; ANDERSON ILHA; MARCELO J. COLAÇO. **Turbulência**. [S. l.: s. n.], 2006. (629.1332). v. 5

BÄNNSTRAND, M. *et al.* Study on the optimization of energy consumption as part of implementation of a Ship Energy Efficiency Management Plan (SEEMP). **International Maritime Organisation (IMO): London, UK**, [s. l.], 2016.

BERTRAM, Volker. Preface. *Em*: BERTRAM, Volker (org.). **Practical Ship Hydrodynamics**. Oxford: Butterworth-Heinemann, 2000a. p. ix–x. *E-book*. Disponível em: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/B978075064851650000X>.

BERTRAM, Volker (org.). *Em*: **Practical Ship Hydrodynamics**. Oxford: Butterworth-Heinemann, 2000b. p. 265–268. *E-book*. Disponível em: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/B97807506485165000084>.

BUSTOS, Diana; PAREDES, Ruben. Numerical hull resistance calculation of a catamarán using OpenFOAM. **Ciencia y tecnología de buques**, [s. l.], v. 11, p. 29, 2017.

CARLTON, J. S. Chapter 12 - Ship Resistance and Propulsion. *Em*: CARLTON, J. S. (org.). **Marine Propellers and Propulsion (Third Edition)**. Third Editioned. Oxford: Butterworth-Heinemann, 2012. p. 299–332. *E-book*. Disponível em: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/B9780080971230000125>.

CONSTANTINE, T. On the movement of ships in restricted waterways. **Journal of Fluid Mechanics**, [s. l.], v. 9, n. 2, p. 247–256, 1960.

DEDES, Eleftherios; HUDSON, Dominic; TURNOCK, Stephen. **Design of hybrid diesel-electric energy storage systems to maximize overall ship propulsive efficiency**. [S. l.: s. n.], 2010.

DU, P. *et al.* Resistance and wave characterizations of inland vessels in the fully-confined waterway. **Ocean Engineering**, [s. l.], v. 210, p. 107580, 2020.

GOOGLE. **Rio Grande**. Brasil: [s. n.], 2022. Escala 1:5 km. Disponível em: <https://www.google.com/maps/search/porto+rio+grande/@-32.1068016,-52.0304807,37912m/data=!3m1!1e3>. Acesso em: 5 mar. 2022.

GOURLAY, Tim Peter. **Mathematical and computational techniques for predicting the squat of ships**. 2000. PhD Thesis[s. l.], 2000.

GOURLAY, T. P. Ship underkeel clearance in waves. **Proc. Coasts and Ports, Melbourne**, [s. l.], v. 15, p. 1390, 2007.

GREENSHIELDS, C.; WELLER, H. Notes on Computational Fluid Dynamics: General Principles. **CFD Direct Ltd.: Reading, UK**, [s. l.], 2022.

HARLOW, Francis H.; NAKAYAMA, Paul I. **Transport of turbulence energy decay rate**. [S. l.]: Los Alamos Scientific Lab., N. Mex., 1968.

HARVALD, S. A. RESISTANCE AND PROPULSION OF SHIPS. *Em:* , 1983. **Anais [...]**. [S. l.: s. n.], 1983.

HAVELOCK, Thomas Henry. The effect of shallow water on wave resistance. **Proceedings of the Royal Society of London. Series A, Containing Papers of a Mathematical and Physical Character**, [s. l.], v. 100, n. 706, p. 499–505, 1922.

HIRT, Cyril W.; NICHOLS, Benjamin. Volume of Fluid (VOF) Method for the Dynamics of Free Boundaries. *Em:* , 1981. **Anais [...]**. [S. l.: s. n.], 1981.

HOOFT, J. P. THE BEHAVIOUR OF A SHIP IN HEAD WAVES AT RESTRICTED WATER DEPTHS. **International Shipbuilding Progress**, [s. l.], v. 21, n. 244, 1974. Disponível em: <https://trid.trb.org/view/26834>. Acesso em: 21 abr. 2022.

ISLAM, Hafizul; GUEDES SOARES, Carlos. Prediction of ship resistance in head waves using OpenFOAM. *Em: [S. l.: s. n.]*, 2017. p. 527–533.

ISLAM, Hafizul; GUEDES SOARES, Carlos. Uncertainty analysis in ship resistance prediction using OpenFOAM. **Ocean Engineering**, [s. l.], 2019.

JACHOWSKI, Jacek. Assessment of ship squat in shallow water using CFD. **Archives of Civil and Mechanical Engineering**, [s. l.], v. 8, p. 27–36, 2008.

JOINT RESEARCH CENTRE *et al.* **Regulating air emissions from ships: the state of the art on methodologies, technologies and policy options**. [S. l.]: Publications Office, 2011.

JONES, W. Peter; LAUNDER, Brian Edward. The prediction of laminarization with a two-equation model of turbulence. **International journal of heat and mass transfer**, [s. l.], v. 15, n. 2, p. 301–314, 1972.

KINOSHITA, Masao; INUI, Takao. Wave-Making Resistance of a Submerged Spheroid, Ellipsoid and a Ship in a Shallow Sea. **Journal of Zosen Kiokai**, [s. l.], v. 1953, n. 75, p. 119–135, 1953.

KRISTENSEN, Hans Otto. Energy demand and exhaust gas emissions of marine engines. **Clean Shipping Currents**, [s. l.], v. 1, n. 6, p. 18–26, 2012.

LARSSON, Lars; RAVEN, Hoyte C.; PAULLING, J. Randolph. **Ship Resistance and Flow**. [S. l.]: Society of Naval Architects and Marine Engineers, 2010.

LINDSTAD, Elizabeth; ASBJØRNSLETT, Bjørn; STRØMMAN, Anders. Reductions in greenhouse gas emissions and cost by shipping at lower speeds. **Energy Policy**, [s. l.], v. 39, p. 3456–3464, 2011.

M. M., Moustafa; W., Yehia. SQUAT ASSESSMENT FOR SAFE NAVIGATION OF RIVER NILE CRUISERS. **Brodogradnja : Teorija i praksa brodogradnje i pomorske tehnike**, [s. l.], v. 68, n. 2, p. 1–13, 2017.

MENTER, F. Zonal Two Equation k-w Turbulence Models For Aerodynamic Flows. *Em: 23RD FLUID DYNAMICS, PLASMADYNAMICS, AND LASERS CONFERENCE*. [S. l.: s. n.], 1993. *E-book*. Disponível em: <https://arc.aiaa.org/doi/abs/10.2514/6.1993-2906>.

MILLWARD, A. A comparison of the theoretical and empirical prediction of squat in shallow water. [s. l.], 1992.

MILLWARD, A. A preliminary design method for the prediction of squat in shallow water. **Marine Technology and SNAME News**, [s. l.], v. 27, n. 01, p. 10–19, 1990.

MIOLA, Apollonia *et al.* Regulating air emissions from ships: the state of the art on methodologies, technologies and policy options. **JRC Reference Reports**, [s. l.], 2010.

MOCTAR, Ould; SHIGUNOV, Vladimir; ZORN, Tobias. Duisburg Test Case: Post-Panamax Container Ship for Benchmarking. **Ship Technology Research**, [s. l.], v. 59, p. 50–64, 2012.

MOLLAND, Anthony F.; TURNOCK, Stephen R.; HUDSON, Dominic A. **Ship Resistance and Propulsion: Practical Estimation of Propulsive Power**. [S. l.]: Cambridge University Press, 2011.

OLIVIERI, ANGELO *et al.* **Towing tank experiments of resistance, sinkage and trim, boundary layer, wake, and free surface flow around a naval combatant INSEAN 2340 model**. [S. l.]: Iowa Univ Iowa City Coll of Engineering, 2001.

OPENCDFD. **OpenFOAM: Guia do Usuário: Numéricos**. [S. l.], 2016. Disponível em: <https://www.openfoam.com/documentation/guides/latest/doc/openfoam-guide-numerics.html>. Acesso em: 20 jul. 2020.

ORGANIZATION, International Maritime. **IMO/UNEP Guidance Manual on the Assessment and Restoration of Environmental Damage Following Marine Oil Spills**. [S. l.]: IMO Publishing, 2009.

PANAHI, Roozbeh; JAHANBAKHSI, Ebrahim; SEIF, Mohammad Saeed. Towards simulation of 3D nonlinear high-speed vessels motion. **Ocean Engineering**, [s. l.], v. 36, n. 3, p. 256–265, 2009.

PETROLBUNKERING.COM. Price information. *Em*: PBT INTERNATIONAL N.V. [s. d.]. Disponível em: <https://pbt-international.com/price-information/>. Acesso em: 24 abr. 2022.

POLAKIS, Maria; ZACHARIADIS, Panos; KAT, Jan Otto de. The energy efficiency design index (EEDI). *Em*: SUSTAINABLE SHIPPING. [S. l.]: Springer, 2019. p. 93–135.

POMPÉE, Pierre-Jean. About modelling inland vessels resistance and propulsion and interaction vessel - waterway Key parameters driving restricted/shallow water effects. [s. l.], p. 46, 2015.

POPE, Stephen B. **Turbulent Flows**. [S. l.]: Cambridge University Press, 2000.

RÖMISCH, Klaus. **Empfehlungen zur Bemessung von Hafeneinfahrten**. [S. l.]: Technische Universität Dresden, 1989.

RUIZ, Manases Tello *et al.* Manoeuvring Study of a Container Ship in Shallow Water Waves. *Em*: ASME 2018 37TH INTERNATIONAL CONFERENCE ON OCEAN, OFFSHORE AND ARCTIC ENGINEERING, 2018. **Anais [...]**. [S. l.]: American Society of Mechanical Engineers Digital Collection, 2018. Disponível em: <https://asme-digitalcollection.asme.org/OMAE/proceedings/OMAE2018/51333/V11BT12A012/277345>. Acesso em: 2 nov. 2022.

SCHIJJF, JB. Influence on the form and dimensions of the cross-section of the canal, of the form, of the speed and the propulsion system of vessels. [s. l.], v. 1, 1949.

SILVA, Luiz Fernando Lopes Rodrigues. **Uma visão geral do pacote CFD OpenFOAM**. Rio de Janeiro: [s. n.], 2007.

SMITH, T. W. P. *et al.* Third IMO greenhouse gas study 2014. [s. l.], 2015.

SPALDING, Dudley Brian *et al.* **Combustion of hydrogen-air jets in local chemical equilibrium: A guide to the CHARNAL computer program**. [S. l.: s. n.], 1974.

TENNEKES, Henk; LUMLEY, John L. **A First Course in Turbulence**. [S. l.: s. n.], 1972. *E-book*. Disponível em: <https://direct.mit.edu/books/book/4831/A-First-Course-in-Turbulence>. Acesso em: 15 abr. 2022.

TRINDADE, Jorge. **Hidrodinâmica e Propulsão: Engenharia de Máquinas Marítimas**. ENIDH: [s. n.], 2012.

TUCK, Ernest O. Shallow-water flows past slender bodies. **Journal of fluid mechanics**, [s. l.], v. 26, n. 1, p. 81–95, 1966.

U.S. ENVIRONMENTAL PROTECTION AGENCY. **Document Display | NEPIS | US EPA**. [S. l.], 2003. Disponível em: <https://nepis.epa.gov/Exe/ZyNET.exe/P1005ZAS.TXT?ZyActionD=ZyDocument&Client=EPA&Index=2006+Thru+2010&Docs=&Query=&Time=&EndTime=&SearchMethod=1&TocRestrict=n&Toc=&TocEntry=&QField=&QFieldYear=&QFieldMonth=&QFieldDay=&IntQFieldOp=0&ExtQFieldOp=0&XmlQuery=&File=D%3A%5Czyfiles%5CIndex%20Data%5C06thru10%5CTxt%5C00000013%5CP1005ZAS.txt&User=ANONYMOUS&Password=anonymous&SortMethod=h%7C-&MaximumDocuments=1&FuzzyDegree=0&ImageQuality=r75g8/r75g8/x150y150g16/i425&Display=hpfr&DefSeekPage=x&SearchBack=ZyActionL&Back=ZyActionS&BackDesc=Results%20page&MaximumPages=1&ZyEntry=1&SeekPage=x&ZyPURL>. Acesso em: 2 mar. 2022.

WILCOX, David C. **Turbulence modeling for CFD**. [S. l.]: DCW industries La Canada, CA, 1998. v. 2

YAVIN, Y.; ZILMAN, G.; MILOH, T. Ship maneuverability in finite depth water in the vicinity of an obstacle: A stochastic control approach. **Computers & Mathematics with Applications**, [s. l.], v. 30, n. 10, p. 103–117, 1995.

YOSHIMURA, Yohei. Mathematical model for the manoeuvring ship motion in shallow water. **Journal of the Kansai society of naval architects**, [s. l.], n. 200, 1986.

YOSHIMURA, Yasuo. Mathematical model for the manoeuvring ship motion in shallow water (2nd Report)-mathematical model at slow forward speed. **Journal of Kansai Society of Naval Architects**, [s. l.], v. 210, n. 210, p. 77–84, 1988.

ZERAATGAR, Hamid; AKBARI VAKILABADI, Karim; YOUSEFNEJAD, R. Parametric Analysis of Ship Squat in Shallow Water by Model Test. **Brodogradnja: Teorija i praksa brodogradnje i pomorske tehnike**, [s. l.], v. 62, n. 1, p. 37–43, 2011.

ZHANG, Zhi-rong *et al.* Application of CFD in ship engineering design practice and ship hydrodynamics. **Journal of Hydrodynamics, Ser. B**, [s. l.], v. 18, n. 3, Supplement, p. 315–322, 2006.