

**CEFET/RJ - CENTRO FEDERAL DE EDUCAÇÃO
TECNOLÓGICA CELSO SUCKOW DA FONSECA**

**Dispositivo flutuante para ensaio de propulsores
azimutais em escala.**

Caio Vinícios Silva de Lima

Prof. Orientador:

Alexandre Alves Santiago

João Roberto de Toledo Quadros

**Rio de Janeiro,
Fevereiro de 2025**

**CEFET/RJ - CENTRO FEDERAL DE EDUCAÇÃO
TECNOLÓGICA CELSO SUCKOW DA FONSECA**

**Dispositivo flutuante para ensaio de propulsores
azimutais em escala.**

Caio Vinícios Silva de Lima

Projeto final apresentado em cumprimento às
normas do Departamento de Educação
Superior do Centro Federal de Educação
Tecnológica Celso Suckow da Fonseca,
CEFET/RJ, como parte dos requisitos para
obtenção do título de Bacharel em Engenharia
Mecânica.

Prof. Orientador:
Alexandre Alves Santiago
João Roberto de Toledo Quadros

**Rio de Janeiro,
Fevereiro de 2025**

Ficha catalográfica elaborada pela Biblioteca Central do CEFET/RJ

L732 Lima, Caio Vinícios Silva de
Dispositivo flutuante para ensaio de propulsores azimutais em
escala / Caio Vinícios Silva de Lima – 2025.
62f.: il. (algumas color.) + anexos, enc.

Projeto Final (Graduação) Centro Federal de Educação
Tecnológica Celso Suckow da Fonseca, 2025.

Bibliografia: f. 62.

Orientador: Alexandre Alves Santiago.

Orientador: João Roberto de Toledo Quadros.

1. Engenharia mecânica. 2. Veículos autônomos. 3. Engenharia
naval – Controle automático. I. Santiago, Alexandre Alves (Orient.).
II. Quadros, João Roberto de Toledo (Orient.). III. Título.

CDD 620.1

DEDICATÓRIA

Dedico esse trabalho aos meus pais que sempre trabalharam muito para que eu pudesse seguir um caminho que eles não tiveram oportunidade e dedico também a minha noiva que me apoiou no fim do curso de engenharia mecânica.

AGRADECIMENTOS

Agradeço à minha instituição de ensino, o Centro Federal de Educação Tecnológica Celso Suckow da Fonseca (CEFET/RJ), pela oportunidade de aprendizado e crescimento ao longo desta jornada acadêmica.

Reconheço e valorizo o compromisso dos professores, coordenadores e funcionários, que dedicaram tempo e esforço para contribuir com minha formação. Esse trabalho incansável foi essencial para a conclusão deste trabalho de conclusão de curso (TCC).

Sou profundamente grato também pelo ambiente acolhedor e desafiador proporcionado, que me permitiu desenvolver habilidades técnicas e humanas, essenciais para minha vida profissional e pessoal.

RESUMO

Este trabalho apresenta o desenvolvimento de um dispositivo flutuante para ensaios de propulsores azimutais em escala reduzida. O principal objetivo é projetar os propulsores e um dispositivo flutuante, viabilizando estudos futuros sobre torque e empuxo em diferentes rotações e velocidades de avanço e estudos de validação de algoritmos de alocação de potência para otimizar a distribuição de energia entre os propulsores.

Palavras-chaves: Navegação autônoma; Viabilidade técnica; Planejamento de modelo; Navio de Apoio Offshore; Propulsão azimutal; Embarcação em escala reduzida

ABSTRACT

This work presents the development of a floating device for testing of azimuthal thrusters on a reduced scale. The main objective is to design the thrusters and the floating device, enabling future studies on torque and thrust at different rotations and advance speeds, as well as validation studies of power allocation algorithms to optimize energy distribution among the thrusters.

Keywords: Autonomous navigation; Technical feasibility; Model planning; Offshore Support Vessel; Azimuthal propulsion; Reduced-scale vessel.

Sumário

| | | |
|----------|--|-----------|
| 1 | Introdução | 1 |
| 1.1 | Motivação | 1 |
| 1.2 | Objetivo | 1 |
| 1.3 | Pesquisa Bibliográfica | 2 |
| 1.3.1 | Análise do Sistema de Propulsão | 2 |
| 1.3.2 | Análise do dispositivo flutuante | 2 |
| 1.3.3 | Teste de Bollard Pull | 3 |
| 2 | Projeto do Navio | 4 |
| 2.1 | Apresentação do Modelo Base | 4 |
| 2.2 | Desenvolvimento do Propulsor | 5 |
| 2.2.1 | Túnel e Pás | 7 |
| 2.2.2 | Sistema de Propulsão | 23 |
| 2.2.3 | Sistema de Transmissão | 29 |
| 2.2.4 | Dispositivo Flutuante | 47 |
| 2.2.5 | Revestimento estrutural do motor e suporte para encaixe no navio | 48 |
| 2.3 | Princípios do Teste de Bollard Pull | 52 |
| 3 | Método | 53 |
| 3.1 | Metodologia | 53 |
| 3.1.1 | Descrição Geral do Processo | 53 |
| 3.1.2 | Etapas do Desenvolvimento | 53 |
| 3.1.3 | Ferramentas Utilizadas | 54 |
| 3.1.4 | Conclusão da Metodologia | 54 |
| 4 | Resultados | 56 |
| 4.1 | Introdução dos Resultados | 56 |
| 4.2 | Resultado Final | 56 |
| 4.2.1 | Análise Econômica | 58 |
| 5 | Conclusão | 59 |
| 5.1 | Síntese dos Resultados | 59 |

| | | |
|-----|------------------------------------|----|
| 5.2 | Limitações e Recomendações Futuras | 60 |
| 5.3 | Considerações Finais | 61 |
| | Referências | 61 |
| | Anexo 1: Vistas do Navio | 63 |
| .1 | Anexo 1: Vistas do Navio | 63 |
| .2 | Anexo 1: Vistas do Navio | 64 |
| .3 | Anexo 1: Vistas do Navio | 65 |
| .4 | Anexo 1: Vistas do Navio | 66 |
| .5 | Anexo 1: Vistas do Navio | 67 |
| .6 | Anexo 1: Vistas do Navio | 68 |
| .7 | Anexo 1: Vistas do Navio | 69 |
| .8 | Anexo 1: Vistas do Navio | 70 |
| .9 | Anexo 1: Vistas do Navio | 71 |
| .10 | Anexo 1: Vistas do Navio | 72 |
| | Anexo 2: Modelo Original Proposto | 73 |
| .1 | Anexo 2: Modelo Original Proposto | 73 |
| .2 | Anexo 2: Modelo Original Proposto | 74 |
| .3 | Anexo 2: Modelo Original Proposto | 75 |
| .4 | Anexo 2: Modelo Original Proposto | 76 |
| .5 | Anexo 2: Modelo Original Proposto | 77 |
| .6 | Anexo 2: Modelo Original Proposto | 78 |
| .7 | Anexo 2: Modelo Original Proposto | 79 |
| .8 | Anexo 2: Modelo Original Proposto | 80 |
| .9 | Anexo 2: Modelo Original Proposto | 81 |
| .10 | Anexo 2: Modelo Original Proposto | 82 |
| .11 | Anexo 2: Modelo Original Proposto | 83 |
| .12 | Anexo 2: Modelo Original Proposto | 84 |

Lista de Figuras

| | | |
|------------|---|----|
| FIGURA 1: | Modelo Original | 4 |
| FIGURA 2: | Graupner Schottel DriveUnit II-G2335 | 6 |
| FIGURA 3: | Túnel 19A | 9 |
| FIGURA 4: | análise do K_t - 6500 RPM | 13 |
| FIGURA 5: | análise do K_t - 15000 RPM | 14 |
| FIGURA 6: | análise do K_t - 30000 RPM | 14 |
| FIGURA 7: | análise do K_t - 60000 RPM | 15 |
| FIGURA 8: | análise do $K_q \times Tr$ - 6500 RPM | 16 |
| FIGURA 9: | análise do $K_q \times Tr$ - 15000 RPM | 16 |
| FIGURA 10: | análise do $K_q \times Tr$ - 30000 RPM | 17 |
| FIGURA 11: | análise do $K_q \times Tr$ - 60000 RPM | 17 |
| FIGURA 12: | análise do K_a - 6500 RPM | 18 |
| FIGURA 13: | análise do K_a - 15000 RPM | 19 |
| FIGURA 14: | análise do K_a - 30000 RPM | 19 |
| FIGURA 15: | análise do K_a - 60000 RPM | 20 |
| FIGURA 16: | Eficiência necessária x velocidade | 21 |
| FIGURA 17: | gráfico de Empuxo | 22 |
| FIGURA 18: | Hélice Ka 4-70 | 23 |
| FIGURA 19: | Potência Requerida x Velocidade a 6500 RPM | 26 |
| FIGURA 20: | Potência Requerida x Velocidade a 15000 RPM | 26 |
| FIGURA 21: | Potência Requerida x Velocidade a 30000 RPM | 27 |
| FIGURA 22: | Potência Requerida x Velocidade a 60000 RPM | 27 |
| FIGURA 23: | Sistema de eixos e engrenagens | 30 |
| FIGURA 24: | Comparativo entre Raio ,Tensão e Torque | 33 |
| FIGURA 25: | Tensão no Eixo principal | 34 |
| FIGURA 26: | Tensão no Eixo da hélice | 35 |
| FIGURA 27: | Análise da tensão - modulo 0.8 | 40 |
| FIGURA 28: | Análise da tensão - modulo 1 | 40 |
| FIGURA 29: | Análise da tensão - modulo 1.2 | 41 |
| FIGURA 30: | Análise da tensão - modulo 1.5 | 41 |

| | | |
|------------|---|----|
| FIGURA 31: | Análise da tensão - modulo 2 | 42 |
| FIGURA 32: | Análise da tensão - modulo 2.5 | 42 |
| FIGURA 33: | Fator Geométrico Engrenagem Cônica | 45 |
| FIGURA 34: | Partes do motor | 47 |
| FIGURA 35: | revestimento estrutural do motor | 49 |
| FIGURA 36: | revestimento estrutural do motor aberto | 50 |
| FIGURA 37: | Suporte traseiro | 51 |
| FIGURA 38: | Suporte frontal | 51 |
| FIGURA 39: | Resultado do navio | 52 |

Lista de Tabelas

| | | |
|-----------|---|----|
| TABELA 1: | Relação entre modelo real e escala | 5 |
| TABELA 2: | Relação entre dispositivo flutuante e escala | 5 |
| TABELA 3: | Tabela de Custos dos Itens do motor Graupner | 7 |
| TABELA 4: | Tabela de Itens e Custos do motor novo | 7 |
| TABELA 5: | Parâmetros do Navio | 13 |
| TABELA 6: | Resultados de Análise - eixo intermediário | 34 |
| TABELA 7: | Resultados de Análise - eixo da hélice | 35 |
| TABELA 8: | Fator de Forma de Lewis Y em Função do Número de Dentes e Ângulo de Pressão | 38 |
| TABELA 9: | Resultados dos cálculos | 57 |

Capítulo 1

Introdução

1.1 Motivação

Com a retomada de substanciais investimentos no setor de óleo e gás, torna-se imperativa a realização de estudos aprofundados e o desenvolvimento de novas tecnologias nessas áreas específicas no contexto brasileiro.

No setor naval-offshore, existe uma ampla diversidade de missões, que vão desde operações de transporte e logística até atividades altamente especializadas, como sondagem, extração e captação de óleo e gás. Para garantir a eficiência e a segurança dessas operações, torna-se fundamental a disponibilidade de ambientes e estruturas dedicadas a testes e experimentações. Esses espaços permitem a realização de estudos avançados sobre desempenho, eficiência energética, manobrabilidade e confiabilidade dos sistemas embarcados, contribuindo para o desenvolvimento e aprimoramento de tecnologias voltadas à navegação, propulsão e automação de embarcações offshore.

Dessa forma, este Trabalho de Conclusão de Curso (TCC) tem como premissa projetar um modelo em escala reduzida de um dispositivo flutuante inspirado em uma embarcação de apoio oceânico real e o desenvolvimento de um sistema de propulsão azimutal, buscando projetar uma versão em escala reduzida capaz de reproduzir as características básicas de manobrabilidade e desempenho da embarcação original, com o objetivo de permitir futuros ensaios como o de torque e empuxo de propulsores em diferentes rotações e velocidades de avanço e também validação de algoritmos de alocação de potência.

1.2 Objetivo

1. Propósito:

- Desenvolvimento de um sistema de propulsão azimutal em miniatura, capaz de executar suas funções básicas com eficiência.

- Desenvolvimento de um dispositivo Flutuante para alocação de propulsores azimutais em escala.

2. Missão Final:

- Ter um modelo capaz de ser usado para testes diversos como ensaios de torque e empuxo em diferentes rotações e velocidades de avanço; validação de algoritmos de alocação de potência e outros.

1.3 Pesquisa Bibliográfica

Durante a fase inicial de pesquisa, decidiu-se organizar o estudo em três etapas principais, com o objetivo de facilitar a análise crítica do projeto e simplificar a avaliação do modelo em escala. Essas etapas incluem: análise do sistema de propulsão (motor e componentes relacionados); análise do dispositivo flutuante do navio e por fim, uma análise integrada considerando as alterações necessárias para viabilizar o projeto.

1.3.1 Análise do Sistema de Propulsão

A análise do sistema de propulsão focou no motor, hélices, engrenagens e demais componentes relacionados. Foi avaliado se as especificações técnicas do motor e do sistema de transmissão atendem às demandas do modelo em escala. As referências como o uso de propulsores azimutais e suas adaptações para o contexto de fabricação nacional foram consideradas, baseando-se nos trabalhos de Cassandra [2019].

O primeiro passo foi definir um motor brushless adequado ao projeto e, a partir disso, iniciar os cálculos de potência e torque, além dos cálculos da velocidade máxima do sistema, dos esforços nas engrenagens e nas barras do sistema de transmissão.

1.3.2 Análise do dispositivo flutuante

O desenvolvimento do dispositivo flutuante do navio foi baseado no modelo em escala reduzida descrito por Alexandre [2012], adaptando-se para o objetivo proposto. Procedeu-se à modelagem tridimensional da estrutura, permitindo uma representação detalhada das formas, proporções e características estruturais do projeto.

1.3.3 Teste de Bollard Pull

Os objetivos a serem alcançados pelo projeto, envolve o desenvolvimento de um dispositivo flutuantes para possibilitar diversos testes, um dos principais é o teste de Bollard Pull. O Bollard Pull desempenha um papel central na engenharia naval, pois é utilizado para mensurar a capacidade máxima de tração dos sistemas de propulsão de embarcações. Por meio dessa avaliação, é possível determinar a força máxima que uma embarcação pode exercer quando está estacionária, sem mover-se, em condições de tração..

Capítulo 2

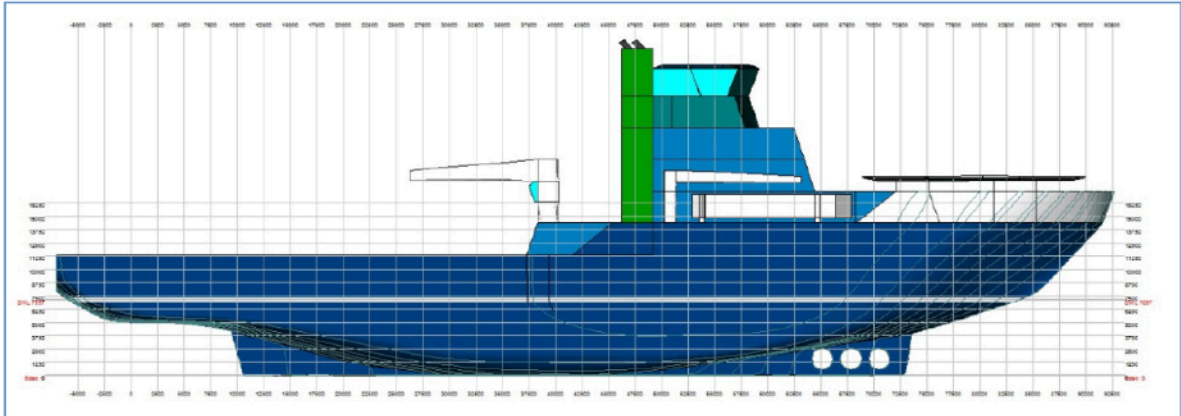
Projeto do Navio

2.1 Apresentação do Modelo Base

O modelo base utilizado como referência neste trabalho foi desenvolvido a partir de uma homologação de estudos anteriores, orientados pelo professor Alexandre Santiago. Esses estudos foram fundamentados no documento 5.3, que abordava o desenvolvimento e a construção de um modelo em miniatura.

Outros trabalhos utilizaram este mesmo modelo mais do projeto como base sendo eles: Siqueira [2014], seguido por Carvalho [2017] e, por fim, atualizado por Hohn [2023].

Figura 1: Modelo Original



Nos estudos proposto em 5.3 é utilizado a tabela 1 para parâmetro do modelo, no caso a escala utilizada para dispositivo flutuante atual será com $\lambda = 180$.

Sendo assim na tabela 2 segue a base das dimensões a serem buscadas pelo dispositivo flutuante.

| Quantidade | Real | Razão (λ) |
|-----------------------|--------------|-----------------------------|
| Dimensões Lineares | 60m | λ |
| Áreas | 3600m | λ^2 |
| Volumes | 216000m | λ^3 |
| Tempo | 7,746s | λ |
| Velocidades | 7,746m/s | λ |
| Acelerações | 1m/s | 1 |
| Ângulos | 1grau | 1 |
| Velocidades Angulares | 0.129grau/s | $1/\sqrt{\lambda}$ |
| Forças | 2114,208kN | $p \cdot g \cdot \lambda^3$ |
| Momentos | 126852,48kNm | $p \cdot g \cdot \lambda^4$ |

Tabela 1: Relação entre modelo real e escala

| Quantidade | Proporção do modelo | Razão (λ) |
|-----------------------|---------------------|-----------------------------|
| Dimensões Lineares | 0,33m | λ |
| Tempo | 0,577s | λ |
| Velocidades | 0,577m/s | λ |
| Acelerações | 1m/s | 1 |
| Ângulos | 1grau | 1 |
| Velocidades Angulares | 1,7307grau/s | $1/\sqrt{\lambda}$ |
| Forças | 0,037kg | $p \cdot g \cdot \lambda^3$ |
| Momentos | 0,012kg/m | $p \cdot g \cdot \lambda^4$ |

Tabela 2: Relação entre dispositivo flutuante e escala

2.2 Desenvolvimento do Propulsor

Um motor azimutal, conforme demonstrado por Cassandra [2019] é um tipo de sistema de propulsão utilizado em embarcações que oferece uma capacidade de rotação de 360 graus ao redor de seu eixo vertical. Ao contrário dos sistemas tradicionais de propulsão, que utilizam lemes fixos para direcionar o movimento da embarcação, o motor azimutal permite que o propulsor gire livremente em todas as direções, proporcionando controle completo sobre a direção e o movimento do barco. Essa rotação total oferece uma excelente manobrabilidade, pois o motor pode mudar instantaneamente a direção do empuxo, permitindo à embarcação se mover para frente, para trás ou até mesmo lateralmente sem a necessidade de um leme.

A rotação de 360 graus nos permite executar manobras complexas, sendo implementada em embarcações por todo o mundo, principalmente na área de óleo e gás. Os motores azimutais são frequentemente utilizados em sistemas de propulsão modernos devido à sua eficiência e à eliminação da necessidade de lemes e mecanismos adicionais de controle de direção. Além

disso, esse tipo de propulsão é altamente eficiente em situações que exigem rápidas mudanças de direção, como operações de reboque ou embarcações que operam em rios e hidrovias. A utilização desse motor nos permite também um controle mais seguro e preciso em situações de mudança ambiental, como ventos e tempestades, já que o mesmo proporciona melhor distribuição de potência e permite uma navegação mais estável e controlada.

O propulsor definido em Alexandre [2012] para seu projeto foi o Graupner Schottel Drive Unit II-G2335 [2]. Esse modelo de propulsor é amplamente reconhecido por sua eficiência em aplicações similares.

Para operar o Schottel DriveUnit II-G2335, é necessário um motor elétrico potente, como o SPEED 900 BB. Este motor possui uma relação de redução de 3:1; No entanto, seu alto custo, somado aos encargos de importação, resultaria em um valor aproximado de 2.600,00 reais. Diante da escassez de modelos de micropropulsores azimutais amplamente disponíveis no mercado nacional, decidiu-se projetar um propulsor utilizando materiais e componentes acessíveis no Brasil.

Figura 2: Graupner Schottel DriveUnit II-G2335



Considerando a utilização de três motores azimutais no dispositivo flutuante, a opção por motores importados implicaria em um custo médio conforme apresentado na Tabela 3. Para o cálculo do valor, foi adotado um câmbio de 6,20 reais por dólar, acrescido de 40 por cento referentes aos custos de importação.

Por outro lado, a Tabela 4 demonstra o custo total para o desenvolvimento de três motores

utilizando componentes adquiríveis em mercado nacional. Essa abordagem resulta em uma redução significativa de 87% em comparação com o custo original do projeto.

Além disso, a redução dos custos pode ser ainda maior caso haja acesso a uma área de usinagem. Nesse cenário, a fabricação das engrenagens utilizando materiais brutos, em vez da compra do produto final, poderia gerar uma economia adicional, resultando em um custo final estimado em 760,00 Reais. O propulsor a ser projetado utiliza de base um motor com características semelhantes ao motor internacional utilizado, SPEED 900 BB.

| Item | Unidade | Preço Unitário (R\$) | Preço Final (R\$) |
|--------------------------------------|---------|----------------------|-------------------|
| Graupner Schottel DriveUnit II-G2335 | 3 | 2600,00 | 7800,00 |

Tabela 3: Tabela de Custos dos Itens do motor Graupner

| Item | Unidade | Preço Unitário (R\$) | Preço Final (R\$) |
|--|---------|----------------------|-------------------|
| Engrenagens Cônicas | 6 | 25,75 | 154,50 |
| Engrenagens Cilíndricas | 6 | 25,00 | 150,00 |
| Eixo de 5 mm (metro) | 1 | 20,00 | 20,00 |
| Rolamento 605ZZ | 6 | 5,00 | 30,00 |
| Impressão dispositivo flutuante (100g) | 3 | 11,00 | 33,00 |
| Impressão Túnel-Hélice (100g) | 3 | 11,00 | 33,00 |
| Motor 2212 2700KV | 3 | 25,00 | 75,00 |
| Mini Motor NEMA8 | 3 | 29,09 | 87,27 |
| Bateria LiPo 3S (motor 2212) | 3 | 70,00 | 210,00 |
| Bateria para NEMA8 (aproximado) | 3 | 20,00 | 60,00 |
| Rolamento SA205 | 3 | 25,00 | 75,00 |
| ESC Simonk 30A | 3 | 30,00 | 90,00 |
| Total | - | - | 963,77 |

Tabela 4: Tabela de Itens e Custos do motor novo

2.2.1 Túnel e Pás

Túnel

O formato do túnel de propulsor é crucial para o desempenho hidrodinâmico de embarcações de alta velocidade, como destacado por Blount [1997] em seu estudo sobre o projeto de túneis de propulsores. A importância desse design está na interação mútua entre o túnel e o propulsor. O túnel direciona o fluxo de água para o propulsor, enquanto o propulsor, ao gerar empuxo, influencia tanto a pressão dinâmica quanto a estática nas superfícies do túnel. Essa relação é crítica para a eficiência do sistema de propulsão, e o túnel precisa ser projetado para otimizar o

fluxo de água e minimizar a resistência indesejada.

O túnel é dividido em três regiões principais: entrada, área do propulsor e saída, e cada uma dessas áreas possui requisitos de design específicos, que variam conforme a velocidade da embarcação. Na região de entrada, o fluxo de água deve transitar suavemente da parte inferior do dispositivo flutuante para dentro do túnel. Essa transição é essencial para evitar grandes perdas de sustentação e elevação dinâmica perto da popa. A inclinação do teto do túnel deve ser cuidadosamente projetada para prevenir a separação do fluxo. Blount [1997] sugere que, para velocidades altas, a inclinação não deve exceder 15 graus em relação à linha do dispositivo flutuante para assim manter o fluxo de água contínuo e estável, evitando perturbações que poderiam gerar aumento de resistência e perda de eficiência. Porém, como no caso do projeto atual trabalharemos com baixa velocidade, esses parâmetros se tornam menos destacáveis.

O diâmetro da entrada do túnel também é outro fator essencial, e ela não deve ser maior do que o diâmetro da seção do túnel na área do propulsor. A forma da entrada pode variar, mas, para embarcações de alta velocidade, se recomenda um teto plano com cantos arredondados. Alternativamente, em embarcações mais lenta, se usa uma seção mais circular. Essas considerações de design garantem que o fluxo de água seja adequadamente dirigido para o propulsor, sem causar perdas excessivas de sustentação ou criar resistência indesejada.

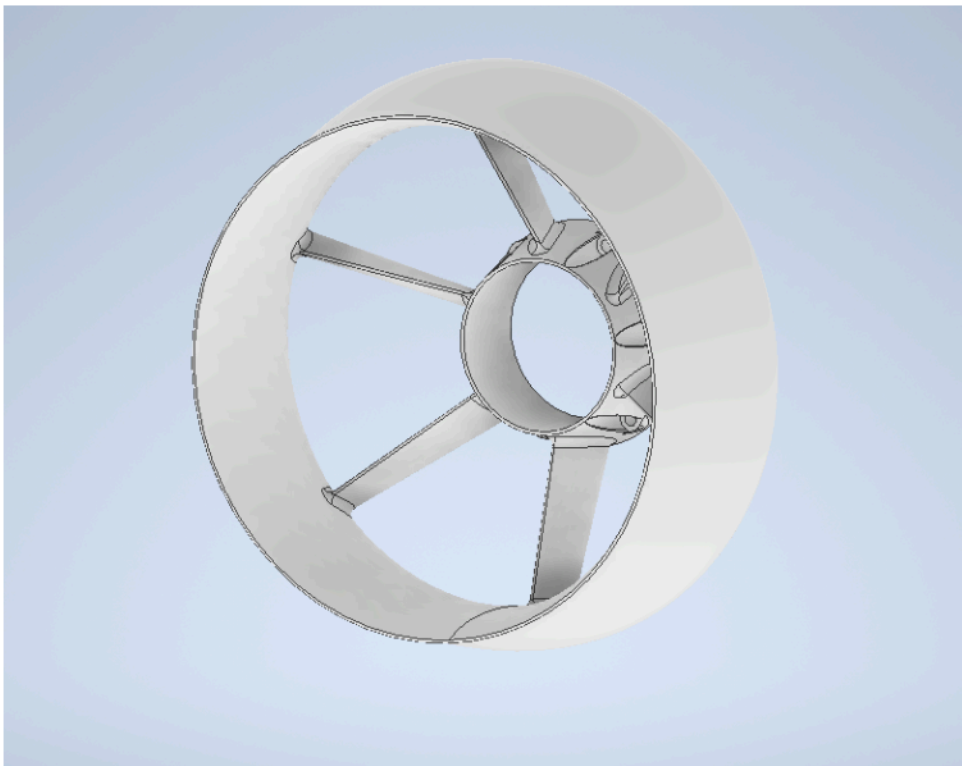
Na região do propulsor, o túnel adota uma seção transversal circular, com o propulsor centrado dentro dessa seção. A proximidade entre as lâminas do propulsor e as paredes do túnel é um fator que afeta diretamente a eficiência propulsiva. Quanto menor a folga entre as pontas das lâminas e o túnel, menores são as perdas de ponta, o que aumenta a eficiência do propulsor em comparação com a operação em mar aberto. Além disso, essa proximidade reduz as perdas de energia associadas ao fluxo de água em torno das lâminas. Contudo, deve-se tomar cuidado para evitar que o propulsor fique muito próximo do teto do túnel, pois isso pode gerar um campo de baixa pressão que aumenta a resistência do túnel e compromete o desempenho da embarcação. Para mitigar esses riscos, Blount [1997] recomenda a manutenção de uma folga mínima entre as pontas das lâminas e a superfície interna do túnel.

A área de saída do túnel influencia diretamente o desempenho hidrodinâmico e a estabilidade da embarcação. O tamanho e a forma dessa saída afetam a distribuição das forças hidrodinâmicas ao longo do casco, impactando o ângulo de trimagem (inclinação longitudinal da embarcação). Quando a área de saída do túnel é reduzida, ocorre uma alteração na sustentação e no arrasto hidrodinâmico, o que pode ajudar a controlar o trim.

Além disso, como mostrado em Ângelo Silva [2015] durante manobras de baixa velocidade ou ao operar em marcha a ré, o túnel também desempenha um papel crítico. Se o design do túnel não for adequado, pode ocorrer a ventilação, ou seja, a entrada de ar no túnel pela superfície da água na popa, o que pode comprometer a eficiência do propulsor. Para evitar esse problema, uma solução comum é a instalação de abas articuladas na popa, que cobrem a saída do túnel durante essas manobras. Essas abas permanecem na posição horizontal enquanto a embarcação se move para frente, mas se fecham ao realizar manobras de ré, bloqueando a entrada de ar. Outra consideração importante é o posicionamento e o ângulo do leme, que devem ser cuidadosamente planejados para garantir que o fluxo de água continue a ser direcionado ao propulsor durante as manobras, sem causar bloqueios ou perturbações no túnel.

Após a análise das opções disponíveis e considerando as necessidades operacionais da embarcação, finalizei a escolha do túnel de propulsão, optando pelo túnel 19A, assim como descrito por Cassandra (2019). A seleção do túnel 19A [3] foi baseada em suas características de alta eficiência em condições de operação fluvial além de já ser amplamente pesquisado em conjunto com as pás estudadas a seguir. Assim como o desenvolvimento do dispositivo flutuante o túnel será desenvolvido por meio de impressão 3D em ABS.

Figura 3: Túnel 19A



Pás

A escolha das pás, do tipo Ka 4-70 [18], foi igualmente baseada na seleção realizada por Cassandra (2019), dado que esse modelo se demonstrou altamente funcional em aplicações semelhantes. As pás da série Kaplan Ka 4-70 [18] são conhecidas por sua eficiência em operações de baixa velocidade e por proporcionarem um empuxo elevado, características ideais para embarcações fluviais. Essa série é particularmente adequada para sistemas com dutos, como o Túnel 19A [3], e foi projetada para otimizar a performance em ambientes que demandam alta tração e manobrabilidade. Em termos gerais o nome da série é descrito como: K_a representando a série Kaplan, o número 4 indicando a quantidade de pás da hélice e por fim o 70 corresponde à razão entre a área das pás e a área total do disco propulsor, expressa em porcentagem ($\frac{A_e}{A_a} = 0,70$).

Seguindo a tabela de empuxo, podemos identificar alguns parâmetros do propulsor, porém antes é necessário calcular o K_t coeficiente de empuxo, K_q coeficiente de torque e K_a coeficiente de avanço. Esses coeficientes podem ser calculados pelas seguintes equações, previstas em Cassandra [2019]:

Primeiramente análise de K_t

$$K_t = \frac{T}{\rho N^2 D^4} \quad (2.1)$$

Onde:

- K_t é o coeficiente de empuxo, uma grandeza adimensional usada para descrever a força de empuxo gerada por uma hélice em relação às suas características geométricas e operacionais;
- T é o empuxo gerado pela hélice (em Newtons);
- ρ é a densidade do fluido (em kg/m^3);
- N é a rotação da hélice (em rotações por segundo);
- D é o diâmetro da hélice (em metros).

$$T = \frac{R_T}{(1-t)}$$

Onde:

- R_T é a resistência total do sistema a atrito calculado na equação 2.3
- t é o Coeficiente de redução da força propulsora

$$t = 0,8w(1 + 0,25w)$$

Onde:

- t é o Coeficiente de redução da força propulsora
- w é o Coeficiente de esteira, um valor adimensional usado em análises de hidrodinâmica de embarcações

$$w = 0,11 + \frac{0,16}{N_h} \cdot C_b^{N_h} \cdot \sqrt{\frac{\sqrt[3]{\nabla}}{H}} - \Delta w$$

Onde:

- N_h é o número de hélices da embarcação;
- C_b é o Coeficiente de bloco, que está relacionado à forma do casco da embarcação;
- ∇ é Volume deslocado pela embarcação (m³);
- H é o Calado uniforme da embarcação (m);
- Δw é uma correção referente ao Coeficiente de esteira, por conta do numero de Froude.

$$\Delta w = 0,1(F_n - 0,2)$$

Onde:

- Δw é Correção ou ajuste na equação principal;
- F_n é Número de Froude, que relaciona a velocidade do navio à aceleração gravitacional;

$$F_n = \frac{v}{\sqrt{2g}}$$

Onde:

- F_n é Número de Froude, que é utilizado para analisar o comportamento dinâmico de embarcações em movimento;
- v é Velocidade da embarcação (m/s);
- g é Aceleração gravitacional ($9,81 \text{ m/s}^2$).

$$C_b = \frac{\nabla}{L_{pp}BH}$$

Onde:

- C_b é Coeficiente de bloco, que mede a eficiência do casco da embarcação;
- ∇ é Volume deslocado pela embarcação (m^3);
- L_{pp} é o Comprimento na linha d'água;
- B é Largura do casco da embarcação (m);
- H é o Calado uniforme da embarcação (m).

Antes de definir o resultado do coeficiente K_t , referente as dimensões finais do propulsor, foi feito uma análise em Matlab, com diversas configurações de rotações e variação de velocidade, para que pudesse ser escolhido o coeficiente mais apropriado:

Os parâmetros utilizados para as análises posteriores foram compilados na tabela 5, esses parâmetros serão adotados durante todo o projeto.

Após trabalhar as equações com os parâmetros reais da plataforma flutuante e propulsor, foi colocado no Matlab para geração dos gráficos abaixo:

| Parâmetro | Descrição | Valor | Unidade |
|-----------|--|-----------------------|-------------------|
| ρ | Densidade da água | 1000 | kg/m ³ |
| D | Diâmetro da hélice | 0.03 | m |
| N_h | Número de hélices | 4 | - |
| L_{pp} | Comprimento na linha d'água | 0.43 | m |
| B | Largura do casco | 0.130 | m |
| H | Calado uniforme | 0.05 | m |
| g | Gravidade | 9.81 | m/s ² |
| S | Área molhada | 0.06 | m ² |
| k | Fator adicional | 0 | - |
| C_w | Coefficiente de resistência das ondas | 1 | - |
| C_a | Coefficiente baseado no teste Bollard Pull | 1 | - |
| ∇ | Volume deslocado pelo navio | 0.002 | m ³ |
| ν | Viscosidade cinemática da água | 1.19×10^{-6} | m ² /s |

Tabela 5: Parâmetros do Navio

Figura 4: análise do K_t - 6500 RPM

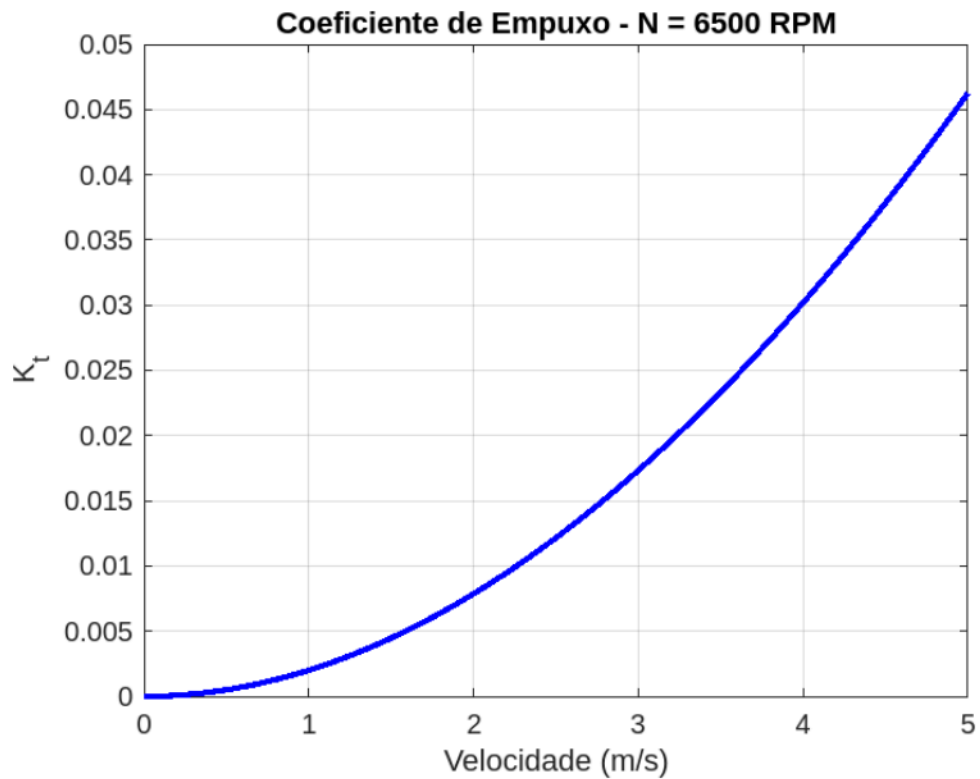


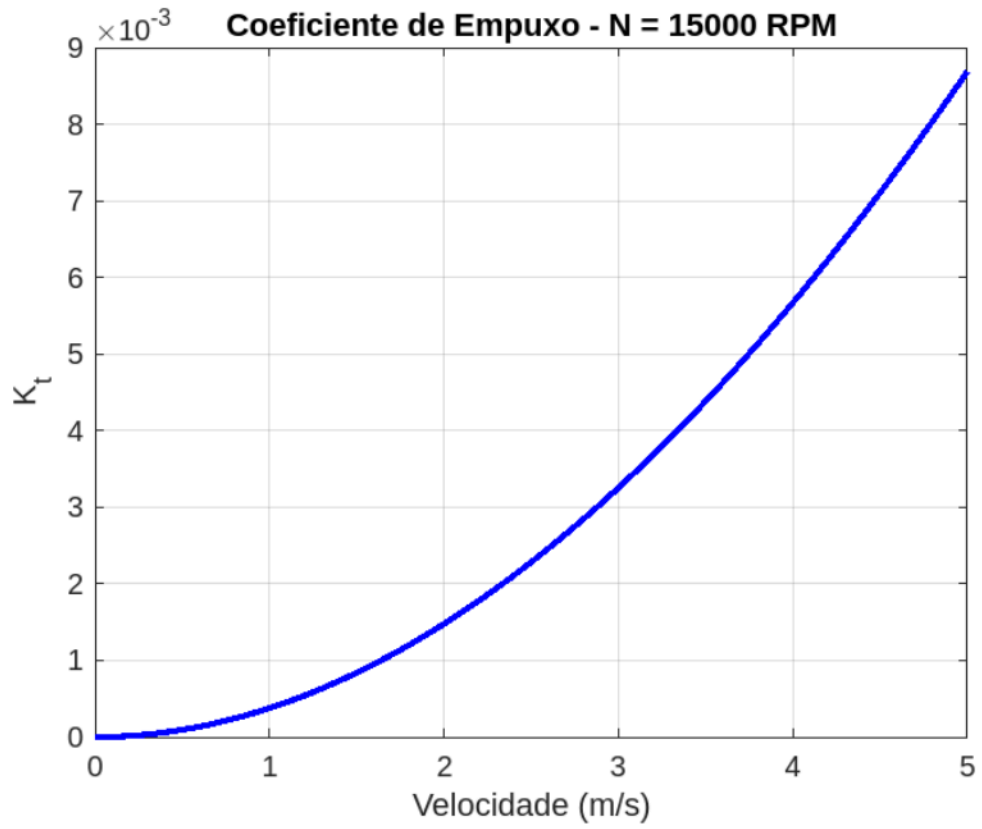
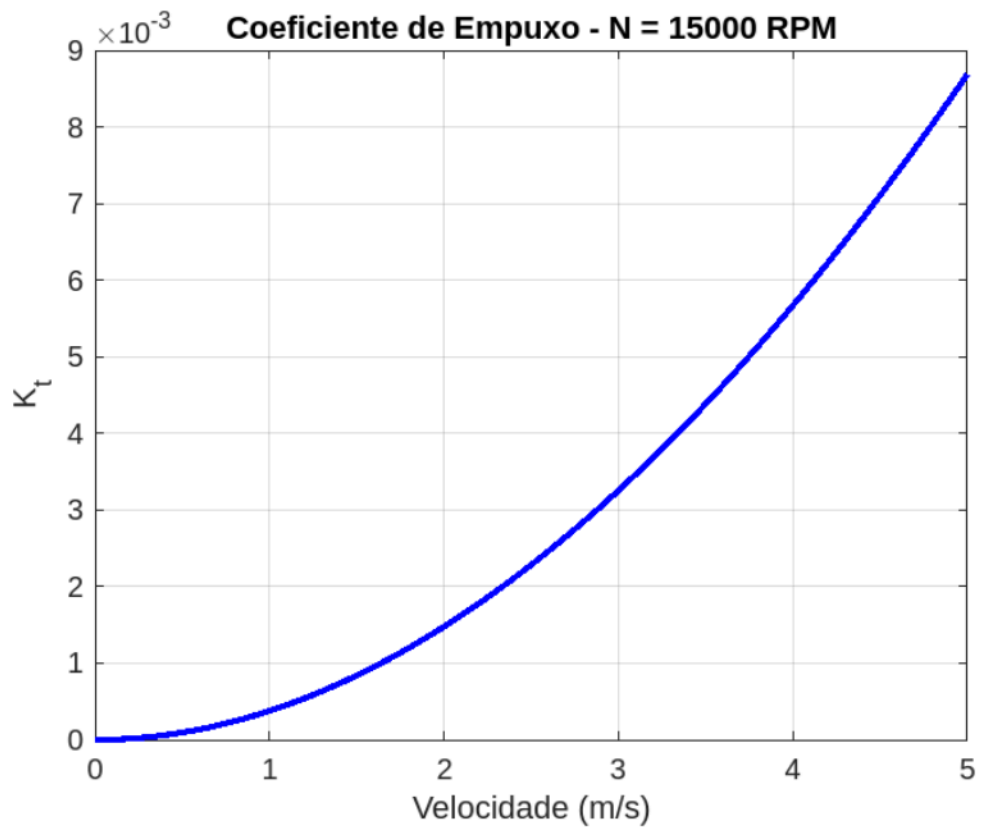
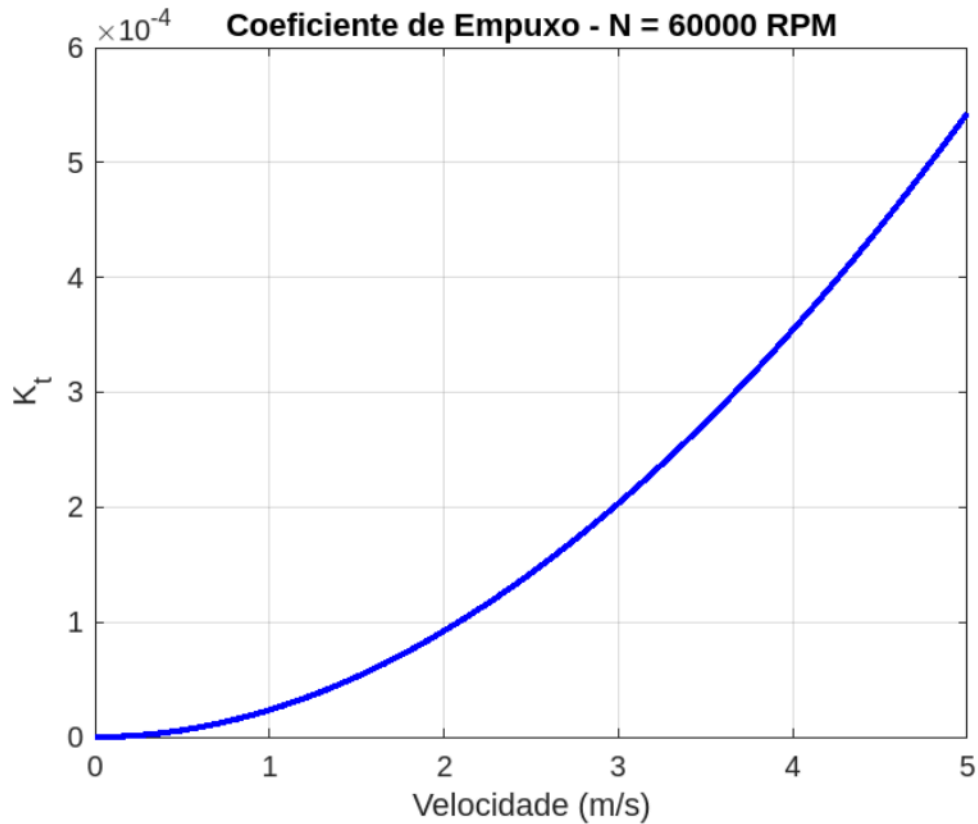
Figura 5: análise do K_t - 15000 RPM**Figura 6:** análise do K_t - 30000 RPM

Figura 7: análise do K_t - 60000 RPM

O coeficiente de empuxo sozinho não é o suficiente para uma análise completa, então é necessário utilizar dos outros coeficientes, logo partindo para as equações do K_Q :

$$K_Q = \frac{T_r}{\rho D^5 N^2}$$

Onde:

- K_Q é o coeficiente de torque da hélice, uma grandeza adimensional usada para descrever a relação entre o torque fornecido e as características geométricas e operacionais da hélice.
- T_r é o torque fornecido à hélice (em N·m), definido na equação 2.7.
- ρ é a densidade do fluido (em kg/m³).
- D é o diâmetro da hélice (em metros).
- N é a velocidade de rotação da hélice (em RPM).

Considerando a variação do T_r em relação a potência e definindo valores para o velocidade de rotação da Hélice, é possível fazer um análise em Matlab, que permita definir o melhor coeficiente de torque. Abaixo segue os gráficos dessa análise.

Figura 8: análise do $K_q \times T_r$ - 6500 RPM

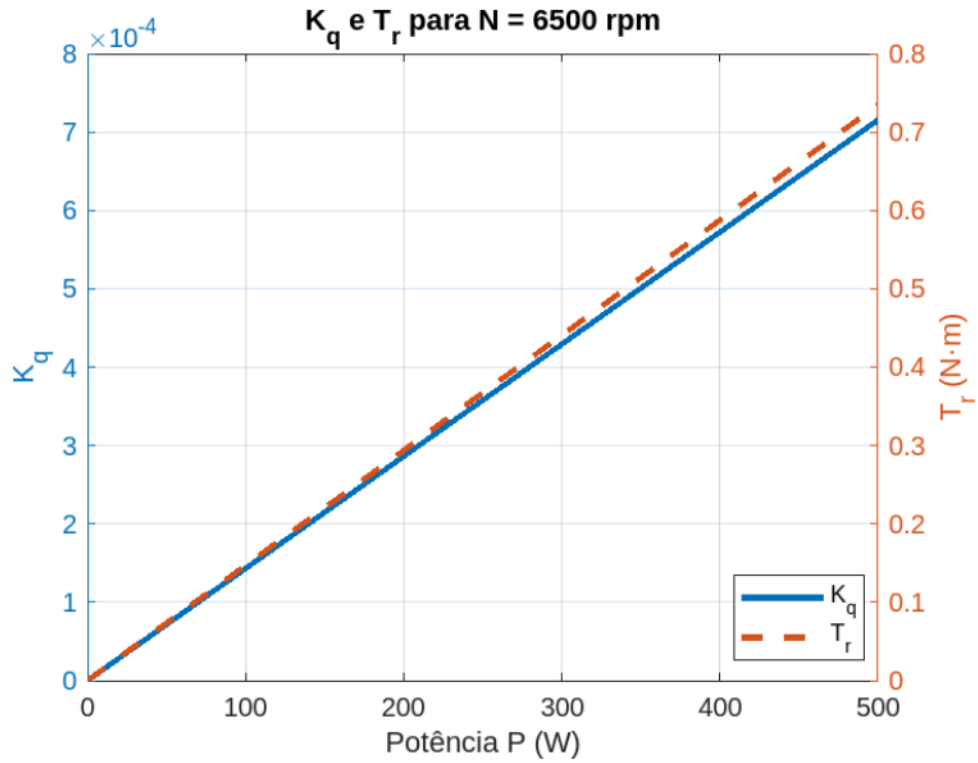


Figura 9: análise do $K_q \times T_r$ - 15000 RPM

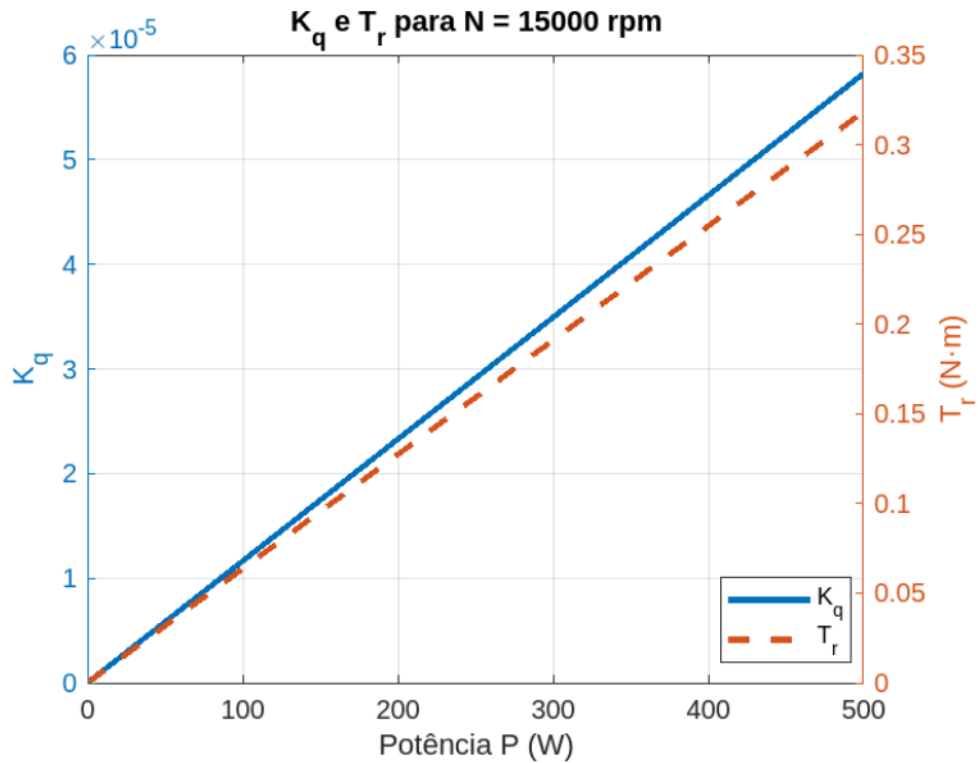


Figura 10: análise do K_q x T_r - 30000 RPM

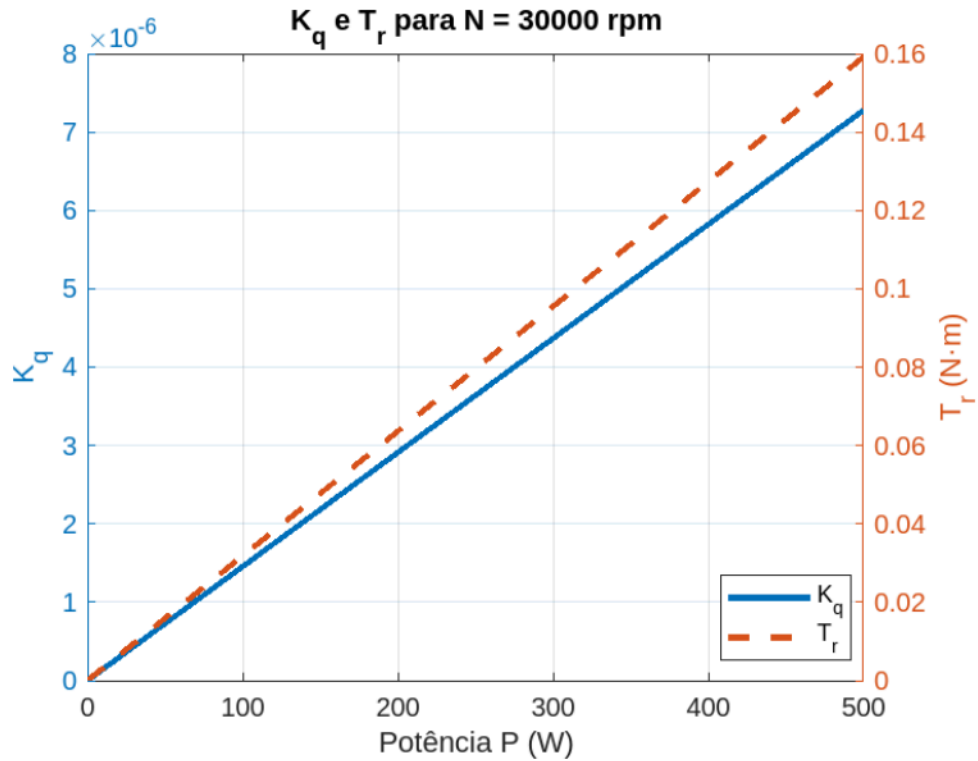
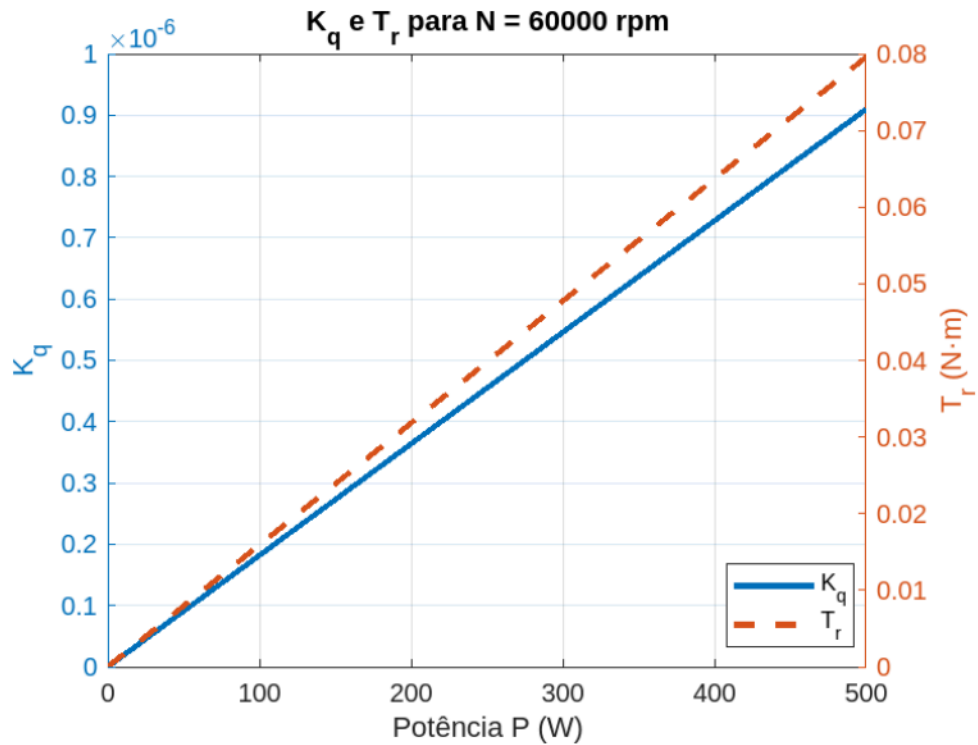


Figura 11: análise do K_q x T_r - 60000 RPM



Partindo para o coeficiente de avanço, temos:

$$K_a = \left(\frac{v(1-w)}{ND} \right)$$

Figura 12: análise do K_a - 6500 RPM

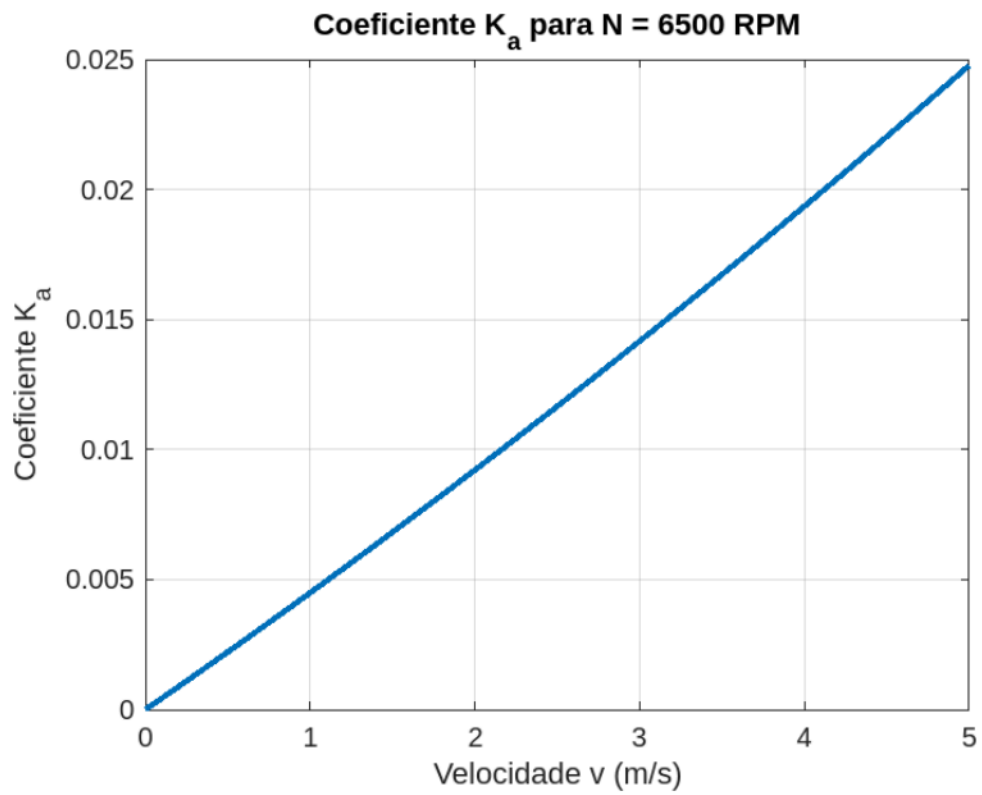


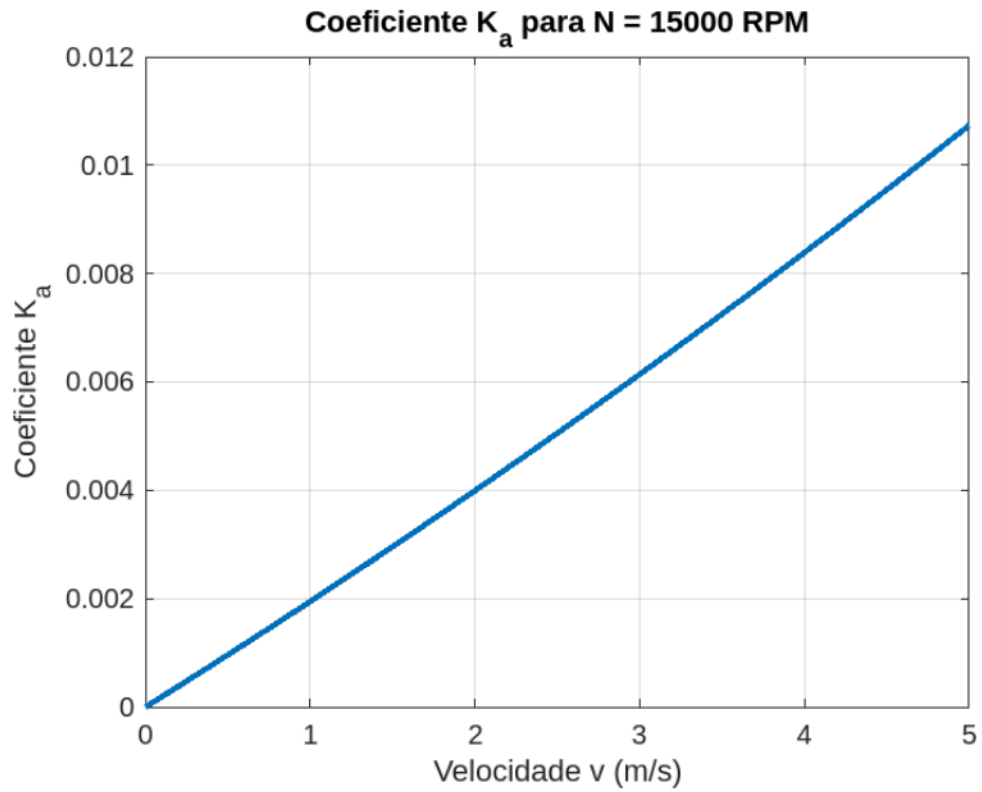
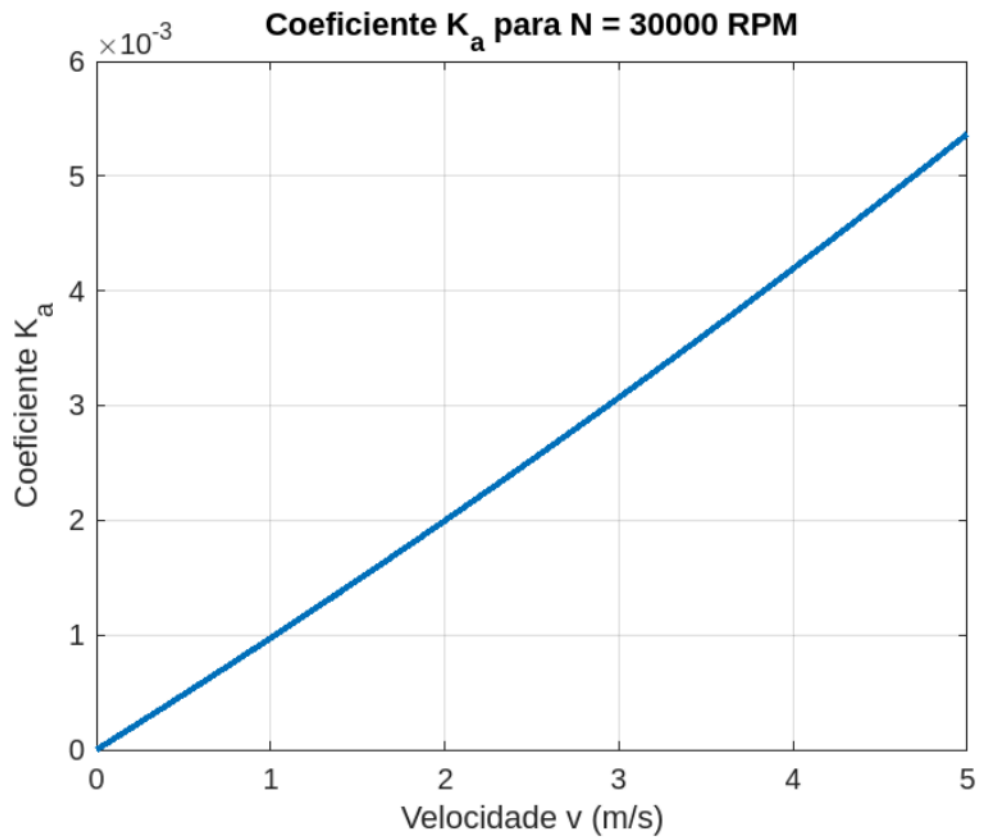
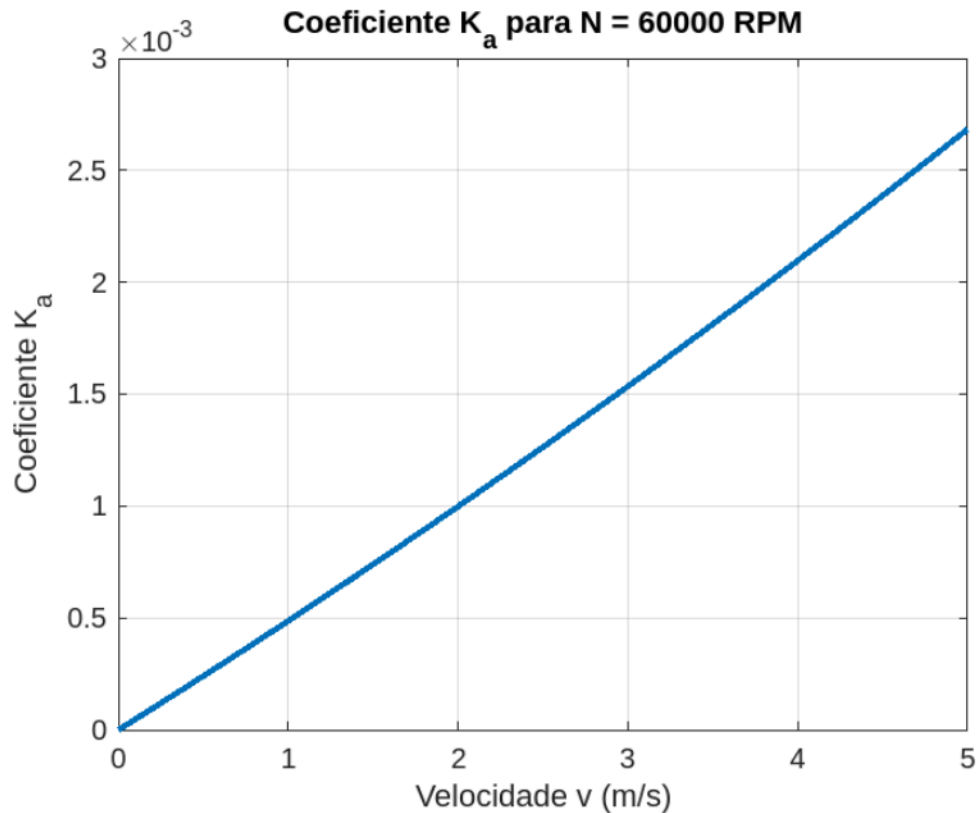
Figura 13: análise do K_a - 15000 RPM**Figura 14:** análise do K_a - 30000 RPM

Figura 15: análise do K_a - 60000 RPM

Tendo a análise dos Três coeficientes, pode-se então estudar a relação entre a potência necessária aproveitada pelo propulsor para movimentar o dispositivo em diversas velocidades e por fim é possível trabalhar com o gráfico de empuxo 17. Para o estudo situacional, foi fixado a potência em 200 W (Potência nominal do motor escolhido), para simplificar a análise.

$$\eta_0 = \frac{K_T K_a}{2\pi K_Q}$$

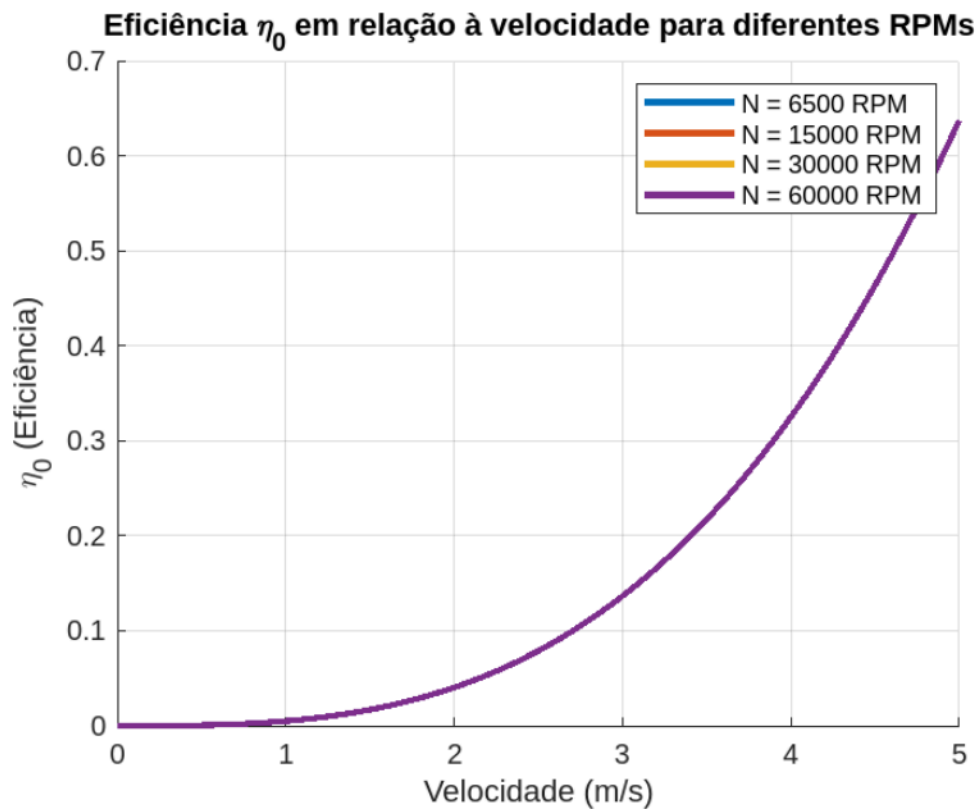
Onde:

- η_0 é a eficiência de um propulsor, que pode ser definida como a razão entre a potência disponível na extremidade do eixo e a potência efetivamente utilizada pela hélice para gerar empuxo..
- K_T é o Coeficiente de empuxo, uma grandeza adimensional que expressa a força de empuxo em relação às características geométricas e operacionais da hélice.
- K_a é o Coeficiente relacionado ao avanço da hélice, considerando a interação da velocidade com a rotação e o diâmetro da hélice.

- K_Q é o Coeficiente de torque da hélice, que relaciona o torque transmitido com as características geométricas da hélice.

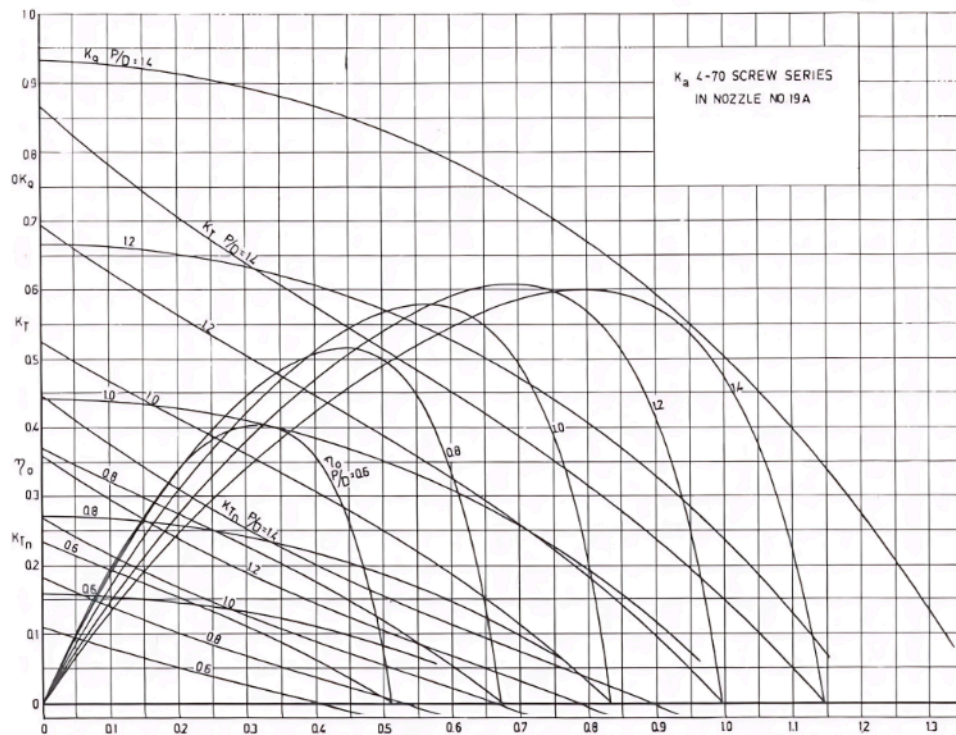
O gráfico 16, demonstra que para baixas velocidades, a eficiência necessária para o propulsor cumprir seu objetivo, também é menor.

Figura 16: Eficiência necessária x velocidade



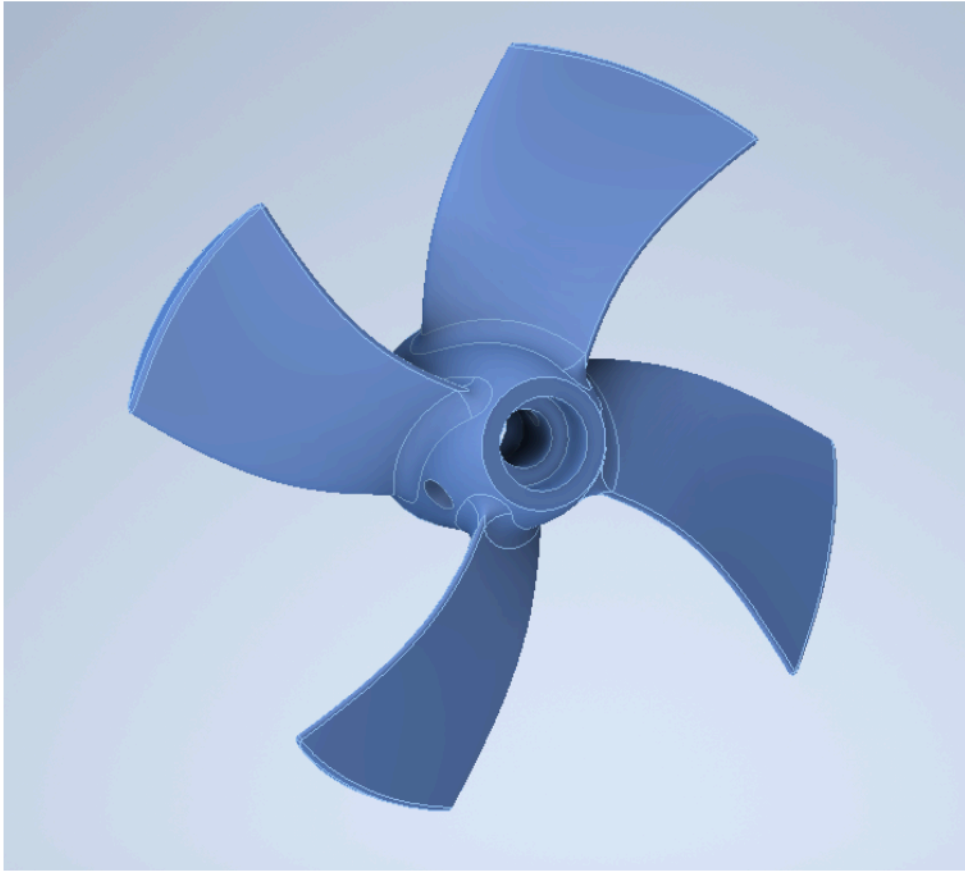
Por fim, definindo a eficiência ideal para o projeto, definindo também o K_t e o K_a (fatores esses baseados na velocidade do navio e o no N do motor); podemos utilizar então o gráfico de empuxo para definir um K_q e por fim definir o torque necessário do motor, para que o navio alcance os parâmetros desejados.

Figura 17: gráfico de Empuxo



Após a comparação dos dados obtidos, percebe-se que é fundamental definir um torque e uma velocidade de trabalho para avaliar a adequação dos parâmetros ao projeto. Portanto, esses valores serão estabelecidos somente após a análise dos esforços atuantes no sistema.

Assim como o dispositivo flutuante e o túnel, as hélices serão desenvolvidas por meio de impressão 3D em ABS. A imagem 34 ilustra a alocação do conjunto túnel-pá no sistema, destacando sua posição e integração com os demais componentes.

Figura 18: Hélice Ka 4-70

2.2.2 Sistema de Propulsão

Nesta seção, será abordado o sistema de propulsão da embarcação, composto pelo motor, o controlador eletrônico de velocidade (ESC) e a bateria. A seleção e dimensionamento adequado desses componentes são cruciais para garantir que a embarcação atenda aos requisitos de desempenho, eficiência e autonomia necessários para as operações previstas. O motor, responsável pela conversão de energia elétrica em movimento, deve ser capaz de fornecer potência suficiente para superar as resistências ao deslocamento, enquanto o ESC deve permitir um controle preciso da velocidade, e a bateria deve fornecer energia adequada por tempo suficiente para a missão da embarcação.

Motor

Atualmente, para obter um cálculo preciso da resistência ao avanço, ainda são necessários ensaios em tanque de provas ou análises sofisticadas em CFD. No entanto, é possível realizar estimativas iniciais adotando a fórmula clássica para determinação da potência exigida, con-

forme estabelecido pela norma ITTC e descrito por SIMOS [2007].

Para aplicar o método de cálculo utilizado na definição do motor que acionará o propulsor, é fundamental estabelecer alguns parâmetros padrão. Esses parâmetros permitem calcular a potência necessária para movimentar o dispositivo flutuante. A potência requerida para deslocar a embarcação é expressa pela seguinte relação:

$$P = v \cdot R_t \quad (2.2)$$

- P representa a potência necessária (em watts),
- v é a velocidade desejada da embarcação (em metros por segundo),
- R_t é a resistência total oferecida pelo fluido ao deslocamento da embarcação (em newtons).

A resistência total R_t , que reflete a força resistiva que o navio enfrenta devido ao atrito com a água e as ondas, é uma função do coeficiente de resistência total C_t , da densidade da água ρ , da velocidade v da embarcação e da área molhada S . Conforme apresentado por SIMOS [2007], a resistência total R_t pode ser calculada pela seguinte equação:

$$R_t = C_t \cdot \rho \cdot V^2 \cdot S/2 \quad (2.3)$$

- C_t é o coeficiente de resistência total, que representa a combinação dos efeitos de atrito e ondas no movimento do navio,
- ρ é a densidade da água, geralmente considerada como 1000 kg/m^3 para água doce e 1025 kg/m^3 para água salgada,
- V é a velocidade da embarcação (em metros por segundo),
- S é a área molhada do dispositivo flutuante, quando é a superfície do navio que está em contato com a água.

O coeficiente de resistência total C_t é determinado pela soma dos efeitos do atrito e das ondas, sendo dado pela expressão:

$$C_t = C_f + (1 + k)C_w + C_A \quad (2.4)$$

- C_f é o coeficiente de resistência por fricção, que depende da rugosidade da superfície do dispositivo flutuante e das características do fluxo da água ao redor do navio,

- C_w é o coeficiente de resistência das ondas,
- C_a é o coeficiente baseado no teste Bollard Pull,
- k é um fator adicional relacionado à interação entre a água e o dispositivo flutuante, influenciando o valor do C_f .

$$C_a = 0.35 \cdot 10^{-3} - 2 \cdot \varepsilon \cdot 10^{-6}$$

A determinação precisa dos coeficientes k não é um valor exato, então estará sendo considerado como zero, pois é um valor que não afetará consideravelmente os cálculos, sendo normalmente obtida por meio de experimentação. Neste contexto, o coeficiente C_w não será considerado, pois a embarcação não será significativamente influenciada pelos efeitos das oscilações das ondas e o C_a será desconsiderado por falta de dados referente ao teste. O coeficiente C_f é definido pela [ITTC], uma organização internacional dedicada à pesquisa e ao desenvolvimento em engenharia naval e hidrodinâmica, que compila em uma única fonte os estudos de diversos autores. A fórmula para o coeficiente C_f para valores de R_n (número de Reynolds) menores que 10^8 é expressa como:

$$C_f = \frac{0,80}{(\log_{10} Re) \cdot 2,86} \quad (2.5)$$

Com isso, [ITTC] indica utilizar $C_f \cdot 1,2$ para diversos casos, sendo assim adotamos a seguinte expressão para o coeficiente C_t :

$$Re = \frac{v \cdot L_{pp}}{\nu} \quad (2.6)$$

- v é a Velocidade
- Re é o número de Reynolds;
- L_{pp} é o comprimento da linha d'água;
- ν Viscosidade cinemática da água;

$$T_r = \frac{30 \cdot P}{\pi \cdot RPM} \quad (2.7)$$

Aplicando os cálculos acima no MATLAB, é possível determinar a potência requerida e

o torque necessário em função da velocidade para diferentes rotações. Esse processo permite avaliar o desempenho do sistema de propulsão e garantir que os parâmetros escolhidos sejam adequados ao projeto.

Figura 19: Potência Requerida x Velocidade a 6500 RPM

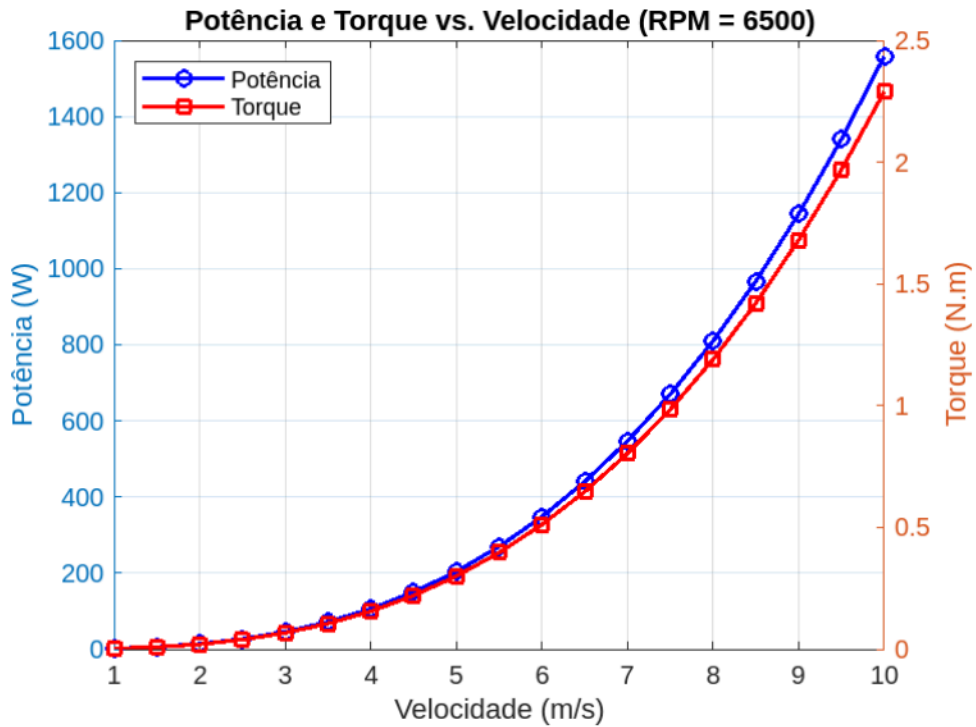


Figura 20: Potência Requerida x Velocidade a 15000 RPM

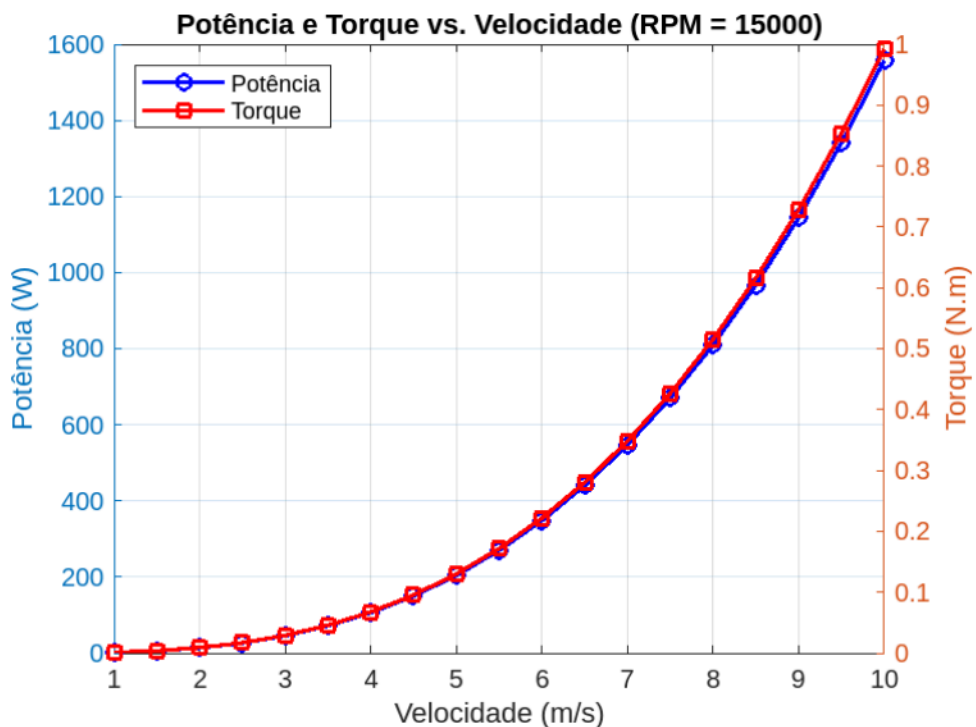
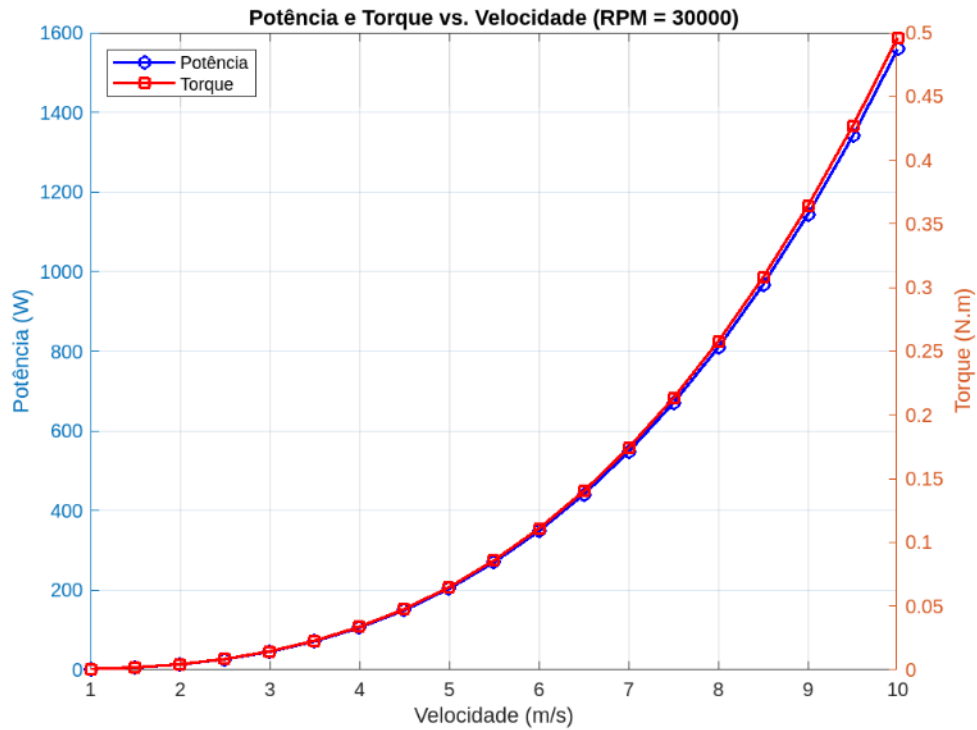
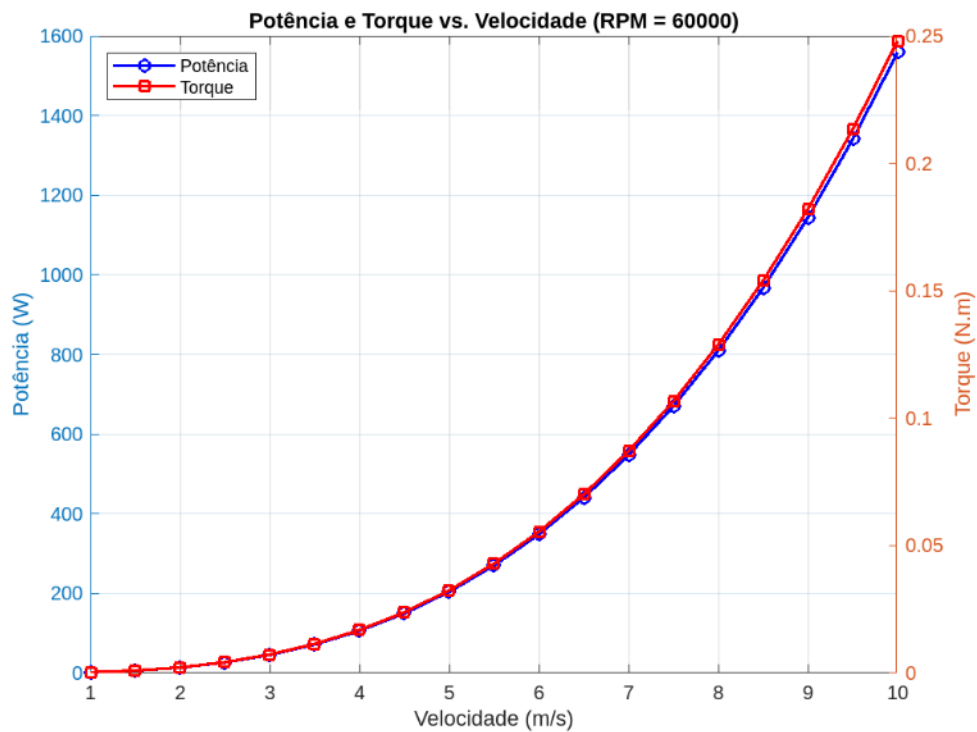


Figura 21: Potência Requerida x Velocidade a 30000 RPM**Figura 22:** Potência Requerida x Velocidade a 60000 RPM

AAo analisar o gráfico, observa-se que a utilização de um único propulsor azimuthal já oferece uma ampla gama de possibilidades. Considerando que o sistema utilizará três motores, é possível alcançar velocidades maiores, ampliando o envelope de testes.

O motor empregado no propulsor internacional possui uma potência elétrica máxima aproximada de 260 W, com uma eficiência de 70% e uma rotação de 6500 RPM. Com base na equação 2.7, o torque gerado por esse motor é estimado em aproximadamente 0,2 Nm.

Dado que a potência elétrica é semelhante e a rotação relativamente baixa, optou-se por motores amplamente disponíveis e de baixo custo. Dessa forma, o motor brushless A2212 2700KV foi escolhido por ser acessível financeiramente, além de atender aos requisitos de rotação e potência necessários para o projeto. No entanto, será necessário reduzir a rotação para adequá-lo ao sistema. As especificações fornecidas pelo fabricante para o motor selecionado são as seguintes:

- **Rpm/V:** 2700KV
- **Peso total:** 60g
- **Dimensões do motor:** 27mm x 26mm
- **Corrente de repouso:** 1.8A
- **Corrente de carga:** 18.5A
- **Potência máxima:** 240W
- **Corrente de pico:** 14-22A

Além disso, os complementos recomendados para a operação são:

- **Bateria:** 2-3 células LiPo (Cada célula trabalha a 3,7v com pico a 4,2v)
- **ESC (Controlador de Velocidade Eletrônico):** 30A, 20A

A potência elétrica fornecida pelo motor pode ser calculada pela equação:

$$P_{\text{Elétrica}} = V \cdot I$$

Substituindo os valores:

$$P_{\text{Elétrica}} = 11,1V \cdot 18,5A = 205,35W$$

A potência mecânica, por sua vez, pode ser determinada considerando a eficiência do motor em relação à potência elétrica. De acordo com o fabricante, a eficiência do motor é de aproximadamente 80

$$P_{\text{Mecânica}} = 205,35W \cdot 0,8 = 164W$$

Outra forma de calcular a potência é por meio da equação ??, que exige o torque e a rotação do motor. Considerando que o motor opera em sua rotação máxima constante e potência estabilizada, o torque gerado pode ser estimado em aproximadamente:

$$T = \frac{P}{\omega}$$

onde ω é a velocidade angular ($\omega = 2\pi \cdot \text{RPM}/60$). Assim, para a rotação máxima de 34020 RPM e potência máxima de 240 W, o torque máximo alcançado seria:

$$T = \frac{240}{(2\pi \cdot 34020/60)} \approx 0,07Nm$$

Esse valor está bem abaixo das resistências suportadas pelos componentes do propulsor, garantindo sua integridade estrutural.

Já para rotações menores e potência constante, considerando a base de 6500 RPM e uma potência de 160 W, o torque resultante pode ser estimado como:

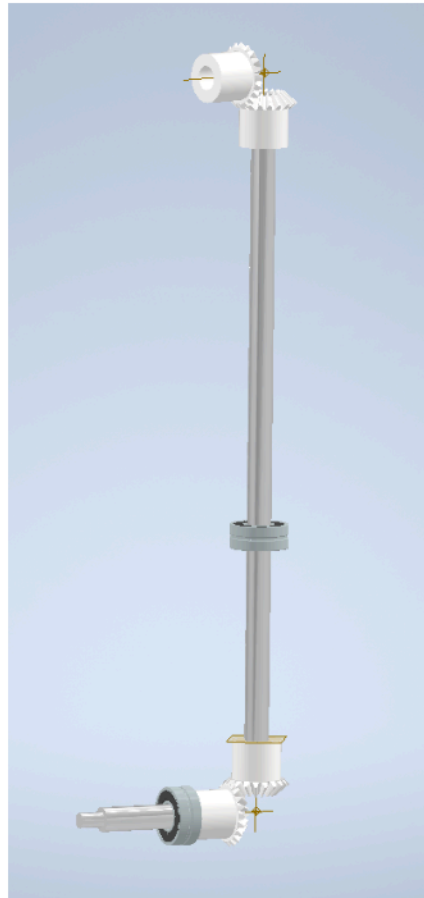
$$T = \frac{160}{(2\pi \cdot 6500/60)} \approx 0,2Nm$$

Esses cálculos reforçam que, mesmo com variações na rotação, o motor atende aos requisitos do projeto, garantindo desempenho adequado dentro dos parâmetros definidos ao final.

2.2.3 Sistema de Transmissão

O desenvolvimento do sistema de propulsão apresentou desafios técnicos substanciais devido à necessidade de trabalhar com componentes de alta precisão, como eixos finos, rolamentos milimétricos e engrenagens cônicas de dimensões reduzidas. No entanto, todos os itens necessários estavam disponíveis no mercado, o que evitou a necessidade de desenvolver cada componente do zero. Em vez disso, foram realizadas adaptações específicas, para garantir que os componentes atendessem às exigências do projeto. O resultado final é representado na figura

23.

Figura 23: Sistema de eixos e engrenagens

Eixos de Transmissão

O sistema de transmissão é composto por três eixos:

- **Eixo do motor:** diâmetro de 3,17 mm.
- **Eixo intermediário:** diâmetro de 5 mm.
- **Eixo de conexão da hélice:** diâmetro de 5 mm.

O eixo acoplado à hélice exige o uso de um spinner de 5 mm para garantir um encaixe seguro e eficiente.

O eixo intermediário, que liga o motor à hélice, possui um comprimento de aproximadamente 87,06 mm e mantém o diâmetro de 5 mm ao longo de toda sua extensão. Já o eixo de conexão com a hélice tem um comprimento de 37,73 mm, mantendo também um diâmetro de 5

mm. Esses comprimentos foram cuidadosamente selecionados para atender às exigências espaciais e de alinhamento do sistema de propulsão, garantindo que os motores permaneçam acima da linha d'água e preservando a integridade e funcionalidade do conjunto.

Como parâmetros iniciais para o cálculo da resistência dos eixos em relação aos esforços do motor, foram considerados:

- O diâmetro do eixo.
- O torque máximo gerado pelo motor, estimado em $0,08 \text{ N} \cdot \text{m}$.
- A resistência à fadiga por torção, aproximada em 240 MPa.

Com base nesses parâmetros, temos:

$$\tau = \frac{T_r \cdot r}{J}$$

onde:

- τ representa a tensão (em MPa) que atua na seção.
- T_r é o torque aplicado,
- r é a distância do centro (raio),
- J é o momento polar de inércia da seção.

O momento de inércia pode ser encontrado por:

$$J = \frac{\pi r^4}{2}$$

Sendo assim, para o eixo de 5 mm de diâmetro, teremos:

$$J = \frac{\pi \cdot 0,0025^4}{2}$$

$$J = 6,13 \cdot 10^{-11}$$

$$\tau = \frac{0,08 \cdot 0,0025}{6,13 \cdot 10^{-11}}$$

$$\tau = 3,26Mpa$$

O valor encontrado para o eixo de 3,17 mm de diâmetro, é:

$$J = \frac{\pi r^4}{2}$$

Sendo assim, para o eixo de 5 mm de diâmetro, teremos:

$$J = \frac{\pi \cdot 0,0015^4}{2}$$

$$J = 7,95 \cdot 10^{-11}$$

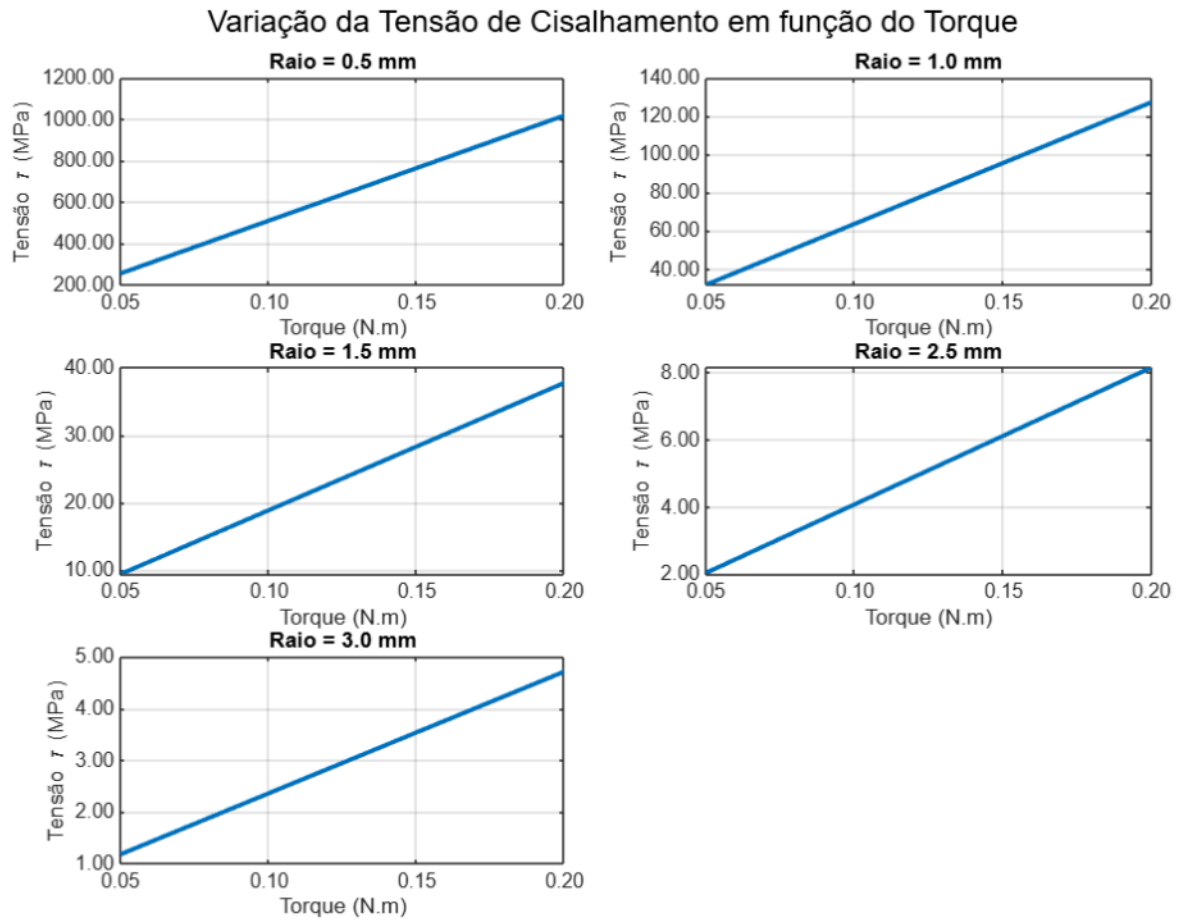
$$\tau = \frac{0,08 \cdot 0,0015}{7,95 \cdot 10^{-11}}$$

$$\tau = 15,1Mpa$$

A análise da tensão equivalente de von Mises ($\sigma_{vm} = \sqrt{\sigma_x^2 + 3\tau^2}$) é fundamental para correlacionar a tensão equivalente com o módulo de elasticidade do material, visando evitar deformações permanentes. Essas deformações ocorrem quando a tensão equivalente atinge ou ultrapassa o limite de escoamento do material. Contudo, no contexto do estudo em questão, é possível desconsiderar a tensão normal, considerando como principal a tensão cisalhante ($\sqrt{3} \cdot \tau$). Nesse caso, o valor obtido para a tensão equivalente é significativamente baixo em relação ao módulo de elasticidade, tornando a análise de von Mises irrelevante para o projeto em questão.

Os resultados obtidos indicam que as tensões calculadas são significativamente inferiores à resistência do material, evidenciando a viabilidade do projeto em relação aos eixos selecionados.

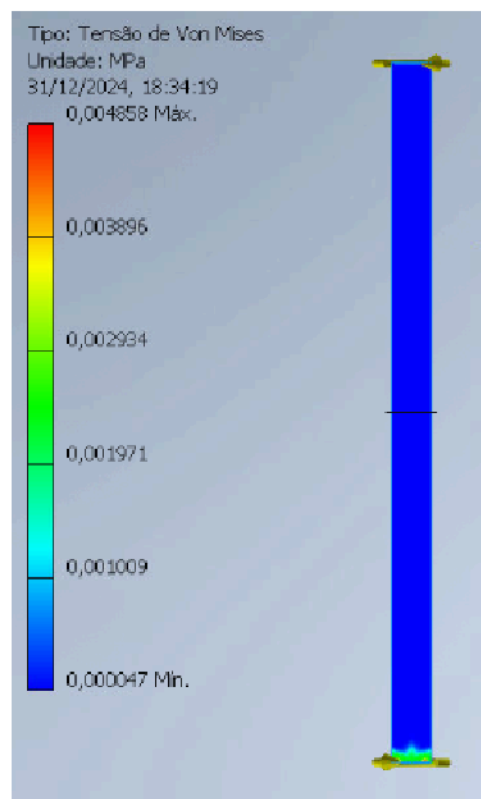
Posteriormente, foram realizadas análises adicionais utilizando o MATLAB, com o objetivo de avaliar diferentes diâmetros de eixos e variações de torque. Essas análises complementares permitem prever o comportamento do sistema em cenários que demandem a substituição dos eixos ou dos motores, garantindo a robustez e a adaptabilidade do projeto. Essas análises pode ser observada na figura 24.

Figura 24: Comparativo entre Raio ,Tensão e Torque

Como complemento foi utilizado o inventor para confirmar e demonstrar graficamente a resistência desses eixos ao torque sendo possível perceber que os esforços são muito baixos em relação aos fatores de resistência do eixo. Os resultados estão explícitos na tabela 6 e sua tensão principal é possível visualizar na imagem 25.

Tabela 6: Resultados de Análise - eixo intermediário

| Propriedade | Mínima | Máxima |
|-------------------------------|-------------------------|--------------------------|
| Volume | 1709,44 mm ³ | |
| Massa | 0,00461548 kg | |
| Tensão de Von Mises | 0,0000470542 MPa | 0,00485788 MPa |
| Primeira tensão principal | 0,00000118493 MPa | 0,00297143 MPa |
| Terceira tensão principal | -0,00291242 MPa | 0,00000279462 MPa |
| Fator de segurança | 15 s_m | |
| Tensão XX | -0,00256377 MPa | 0,00256261 MPa |
| Tensão XY | -0,00116833 MPa | 0,00109798 MPa |
| Tensão XZ | -0,00156371 MPa | 0,0018811 MPa |
| Tensão YY | -0,000595234 MPa | 0,000626559 MPa |
| Tensão YZ | -0,00113464 MPa | 0,000490558 MPa |
| Tensão ZZ | -0,00291126 MPa | 0,00297002 MPa |
| Deformação equivalente | 0,000000000634772 s_m | 0,000000062524 s_m |
| Primeira deformação principal | 0,000000000476965 s_m | 0,0000000552313 s_m |
| Terceira deformação principal | -0,0000000543578 s_m | -0,000000000338131 s_m |
| Deformação XX | -0,0000000516165 s_m | 0,0000000513285 s_m |
| Deformação XY | -0,0000000225527 s_m | 0,0000000211948 s_m |
| Deformação XZ | -0,0000000301849 s_m | 0,0000000363115 s_m |
| Deformação YY | -0,0000000070336 s_m | 0,00000000756219 s_m |
| Deformação YZ | -0,0000000219023 s_m | 0,0000000094694 s_m |
| Deformação ZZ | -0,0000000543355 s_m | 0,0000000552041 s_m |

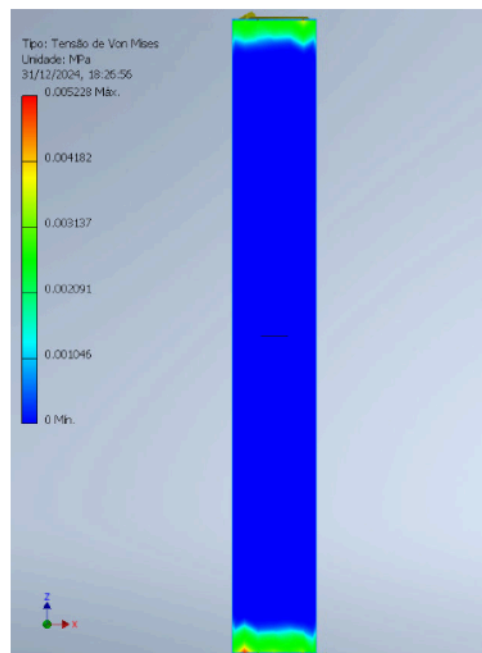
Figura 25: Tensão no Eixo principal

A mesma análise feita no eixo intermediário foi feita no eixo da hélice, os resultados foram semelhantes e podem ser observados na tabela 7 e a tensão principal visualizável na imagem 26

Tabela 7: Resultados de Análise - eixo da hélice

| Propriedade | Mínima | Máxima |
|-------------------------------|-------------------------------|------------------------------|
| Volume | 740,729 mm ³ | |
| Massa | 0,00199997 kg | |
| Tensão de Von Mises | 0,000000000156124 MPa | 0,00522772 MPa |
| Primeira tensão principal | -0,0000342878 MPa | 0,00343585 MPa |
| Terceira tensão principal | -0,00301651 MPa | 0,0000286353 MPa |
| Fator de segurança | 15 s_m | |
| Tensão XX | -0,00233645 MPa | 0,0027058 MPa |
| Tensão XY | -0,00223221 MPa | 0,00220679 MPa |
| Tensão XZ | -0,00159458 MPa | 0,00179492 MPa |
| Tensão YY | -0,00232899 MPa | 0,00210212 MPa |
| Tensão YZ | -0,00152248 MPa | 0,00171851 MPa |
| Tensão ZZ | -0,000387256 MPa | 0,000266172 MPa |
| Deformação equivalente | 0,00000000000000224124 s_m | 0,0000000673096 s_m |
| Primeira deformação principal | -0,00000000000000300282 s_m | 0,0000000618772 s_m |
| Terceira deformação principal | -0,0000000543935 s_m | 0,00000000000000334239 s_m |
| Deformação XX | -0,000000043691 s_m | 0,0000000507673 s_m |
| Deformação XY | -0,0000000430891 s_m | 0,0000000425985 s_m |
| Deformação XZ | -0,0000000307807 s_m | 0,0000000346479 s_m |
| Deformação YY | -0,0000000464209 s_m | 0,0000000409858 s_m |
| Deformação YZ | -0,000000029389 s_m | 0,000000033173 s_m |
| Deformação ZZ | -0,00000000369112 s_m | 0,00000000230611 s_m |

Figura 26: Tensão no Eixo da hélice



A posição dos eixos no sistema é indicada na imagem 34. Além disso, é possível identificar a localização dos rolamentos correspondentes a esses eixos.

Rolamentos

A seleção do rolamento foi realizada com base na necessidade de suportar as altas rotações do motor e os esforços mecânicos gerados durante a operação. O rolamento escolhido foi o modelo 605ZZ, com dimensões de 5 mm de diâmetro interno, 14 mm de diâmetro externo e 5 mm de largura. Este rolamento foi selecionado devido à sua capacidade de suportar uma rotação máxima de 60.000RPM, o que é significativamente superior à rotação máxima do motor, que é de 34.020,00RPM em situações extremas. Essa margem de segurança garante que o rolamento operará dentro de sua capacidade, sem riscos de falhas prematuras devido a sobrecarga rotacional.

Além disso, o rolamento 605ZZ é capaz de suportar os esforços axiais e radiais provenientes do motor, considerando as forças geradas durante a rotação da hélice. O torque máximo do motor, que é de 0,076Nm, essa informação somada à força peso gerada pelo eixo é muito menor que a resistência a esforço dinâmico informada pelo fornecedor de aproximadamente 1Kn, gera uma força tangencial sobre o rolamento, que é bem inferior à capacidade de carga do rolamento. O rolamento também possui a robustez necessária para suportar as vibrações e as cargas dinâmicas geradas pela operação do motor, oferecendo durabilidade e confiabilidade ao sistema.

Portanto, a escolha do rolamento 605ZZ se baseou em sua capacidade de operar de maneira eficiente em altas rotações, suportando tanto os esforços dinâmicos do motor quanto as cargas axiais, o que assegura o funcionamento adequado do sistema sem comprometer sua performance ou longevidade.

Engrenagens

Para determinar a escolha ideal das engrenagens para o projeto, foi realizada uma análise utilizando o MATLAB, com base nos estudos apresentados por Schindler [2011], onde se calcula o esforço máximo tangencial suportado por engrenagens cilíndricas retas e engrenagens cônicas. A análise foi fundamentada nos materiais e nas proporções mais acessíveis e de menor custo disponíveis no mercado nacional e internacional, considerando o Latão CLA 360 e o Aço 40Cr como materiais de escolha, e modulando as proporções entre os módulos 0,8 e 2,5. As-

sim, inicialmente, será calculado o esforço suportado pelas engrenagens cilíndricas, com base na seguinte equação:

$$F_t = \sigma \cdot m \cdot b_w \cdot Y \quad (2.8)$$

Onde:

- σ é a tensão admissível de flexão do material (em *MPa* ou *psi*),
- F_t é a força tangencial máxima que o dente pode suportar (em *N* ou *lbf*),
- b_w é a largura da face do dente (em *mm* ou *in*), que, neste caso, corresponde à largura da engrenagem (será especulado, com base em engrenagens disponíveis no mercado),
- Y é o fator de Lewis, que depende do número de dentes e da geometria do dente,
- m é o módulo da engrenagem.

O fator de forma de Lewis, Y , é determinado a partir do número de dentes da engrenagem e da sua geometria. O módulo, m , é dado pela relação:

$$m = \frac{d_p}{N} \quad (2.9)$$

- d_p é o diâmetro primitivo da engrenagem,
- N é o número de dentes.

Tabela 8: Fator de Forma de Lewis Y em Função do Número de Dentes e Ângulo de Pressão

| Nº de Dentes | 20° | 14,5° |
|--------------|-------|-------|
| 10 | 0.201 | 0.176 |
| 11 | 0.226 | 0.192 |
| 12 | 0.245 | 0.210 |
| 13 | 0.264 | 0.223 |
| 14 | 0.276 | 0.236 |
| 15 | 0.289 | 0.245 |
| 16 | 0.295 | 0.255 |
| 17 | 0.302 | 0.264 |
| 18 | 0.308 | 0.270 |
| 19 | 0.314 | 0.277 |
| 20 | 0.320 | 0.283 |
| 22 | 0.330 | 0.292 |
| 24 | 0.337 | 0.302 |
| 26 | 0.344 | 0.308 |
| 28 | 0.352 | 0.314 |
| 30 | 0.358 | 0.318 |

Conforme citado por Schindler [2011], Carl G. Barth foi pioneiro ao incorporar os fatores de velocidade na formulação de resistência de engrenagens. Com o passar do tempo, outros fatores foram introduzidos para aprimorar a precisão dessas análises, como o fator de serviço, o fator de engrenamento (aplicável às engrenagens helicoidais), o fator de alinhamento, entre outros. Contudo, no presente estudo, serão utilizados apenas os coeficientes mais relevantes para o caso analisado. Assim, o coeficiente de velocidade K_v foi incluído na equação de cálculo, resultando na seguinte expressão, amplamente reconhecida e aplicada:

$$F_t = \frac{\sigma \cdot m \cdot b_w \cdot Y}{K_v} \quad (2.10)$$

Onde o coeficiente de velocidade K_v pode ser determinado pelas seguintes fórmulas, dependendo do tipo de perfil de engrenagem:

$$K_v = \frac{3,05 + V}{3,05} \quad (\text{ferro fundido, perfil fundido}) \quad (2.11)$$

$$K_v = \frac{6,10 + V}{6,10} \quad (\text{perfil cortado ou fresado}) \quad (2.12)$$

$$K_v = \frac{3,56 + \sqrt{V}}{3,56} \quad (\text{perfil fresado em caracol ou conformado}) \quad (2.13)$$

$$K_v = \sqrt{\frac{5,56 + \sqrt{V}}{5,56}} \quad (\text{perfil rebarbado ou retificado}) \quad (2.14)$$

Onde V é a velocidade tangencial de contato entre as engrenagens (em m/s).

Para o cálculo da capacidade de carga das engrenagens, utilizou-se como referência o menor valor de resistência à fadiga por flexão fornecido pelos fornecedores dos materiais. No caso do Latão, esse valor é de 40,00 MPa, enquanto para o Aço 40Cr, a resistência à fadiga é de 240,00 MPa.

A limitação de flexão ocorre quando a força aplicada ao dente excede a capacidade do material de resistir às tensões de flexão. Esse parâmetro é crítico para evitar falhas estruturais no dente da engrenagem e garantir a durabilidade do sistema. Considerando que a engrenagem tenha um raio de aproximadamente igual ao raio primitivo e considerando que o motor gere aproximadamente 34000 RPM teremos uma velocidade linear V m/s na análise também foi considerada a rotação de 60000 RPM, para que tenha-se os dados no qual o motor utilizado tivesse alguma alguma alteração e chegasse a uma rotações maiores.

O raio primitivo r_p é calculado como:

$$r_p = \frac{m \cdot N}{2,00}$$

O torque admissível T é então calculado como:

$$T = F_t \cdot r_p \quad (2.15)$$

Aplicando esses parâmetros no MATLAB, obtemos os seguintes resultados para as engrenagens cilíndricas, considerando duas diferentes rotações, dois materiais distintos, e variações no módulo e número de dentes:

Figura 27: Análise da tensão - modulo 0.8

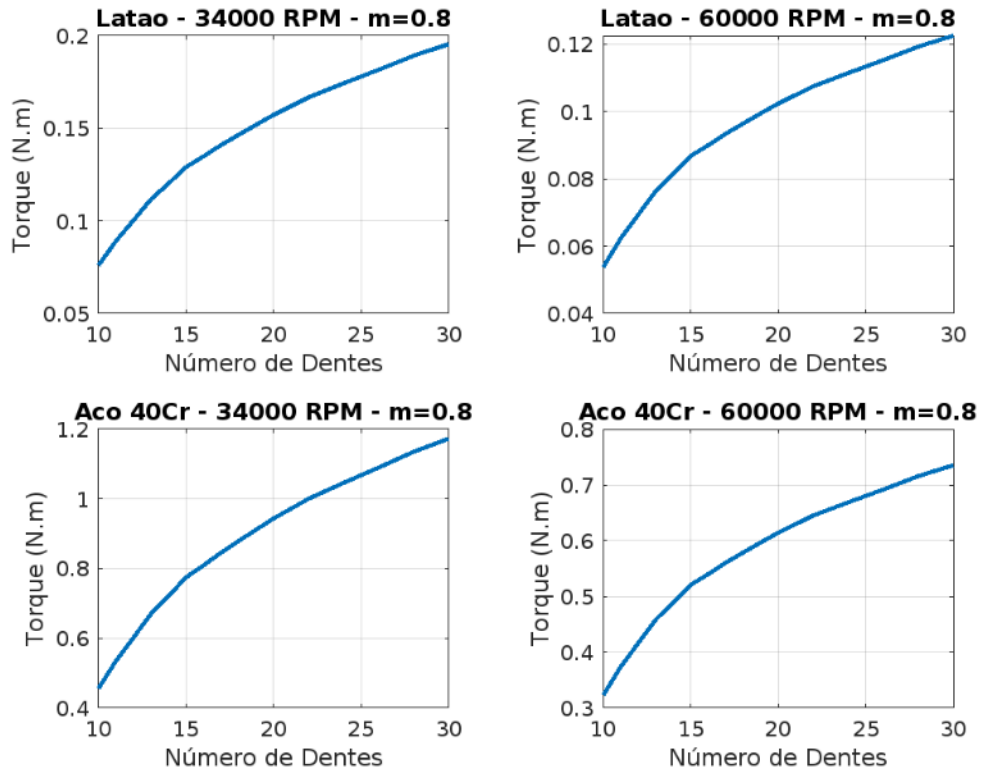


Figura 28: Análise da tensão - modulo 1

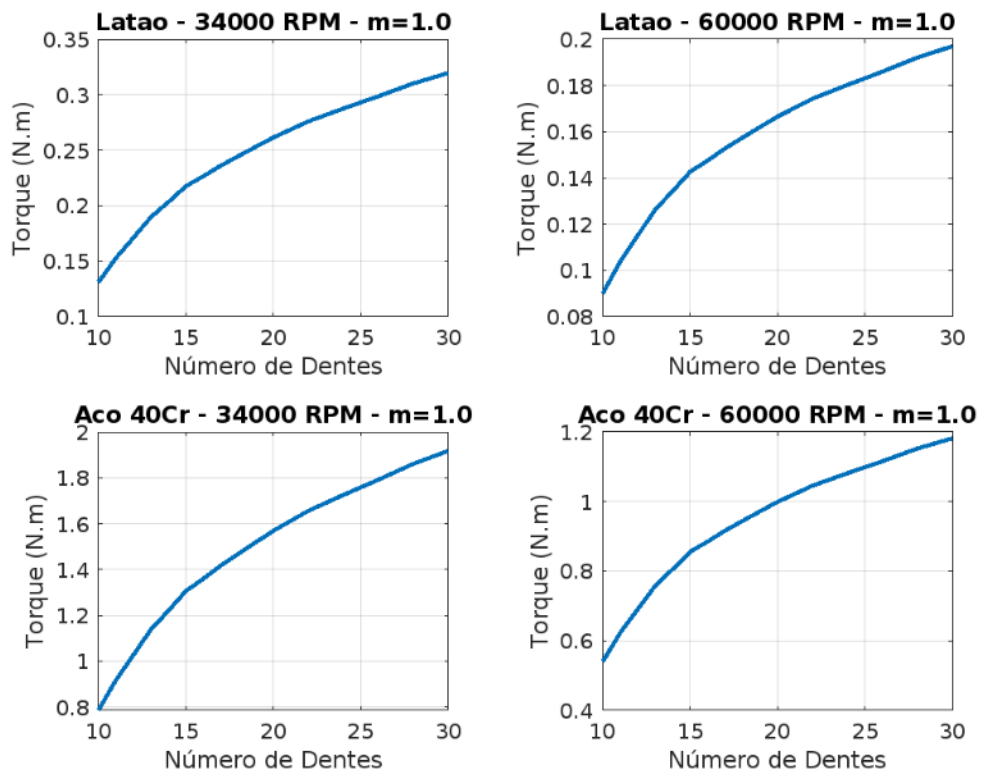


Figura 29: Análise da tensão - modulo 1.2

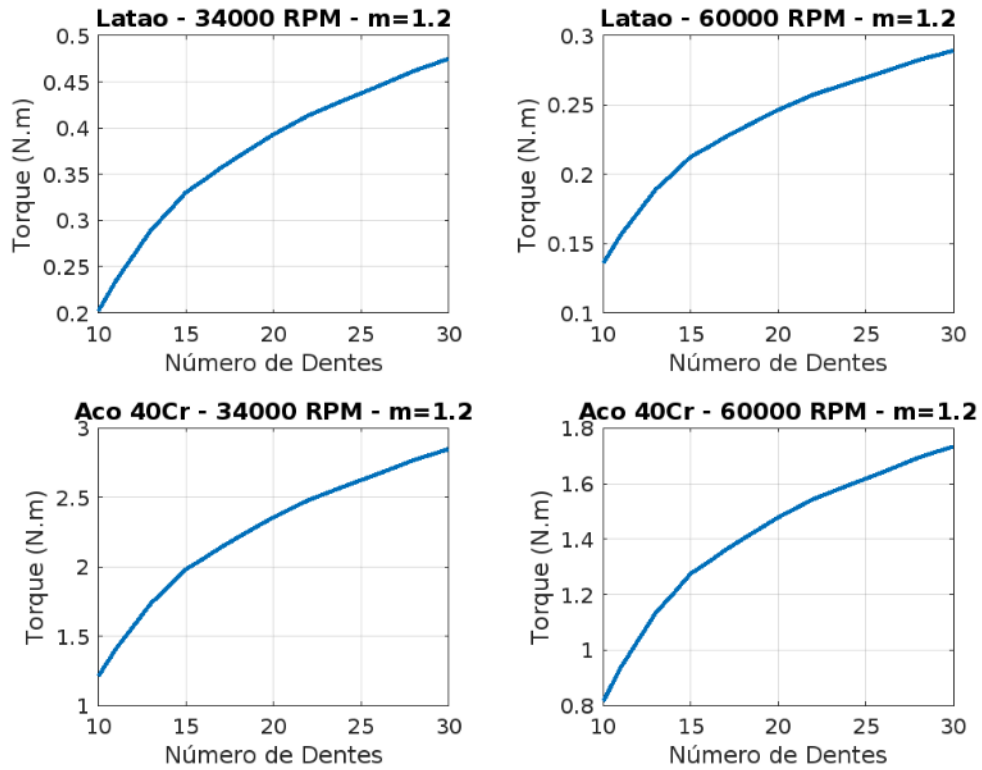


Figura 30: Análise da tensão - modulo 1.5

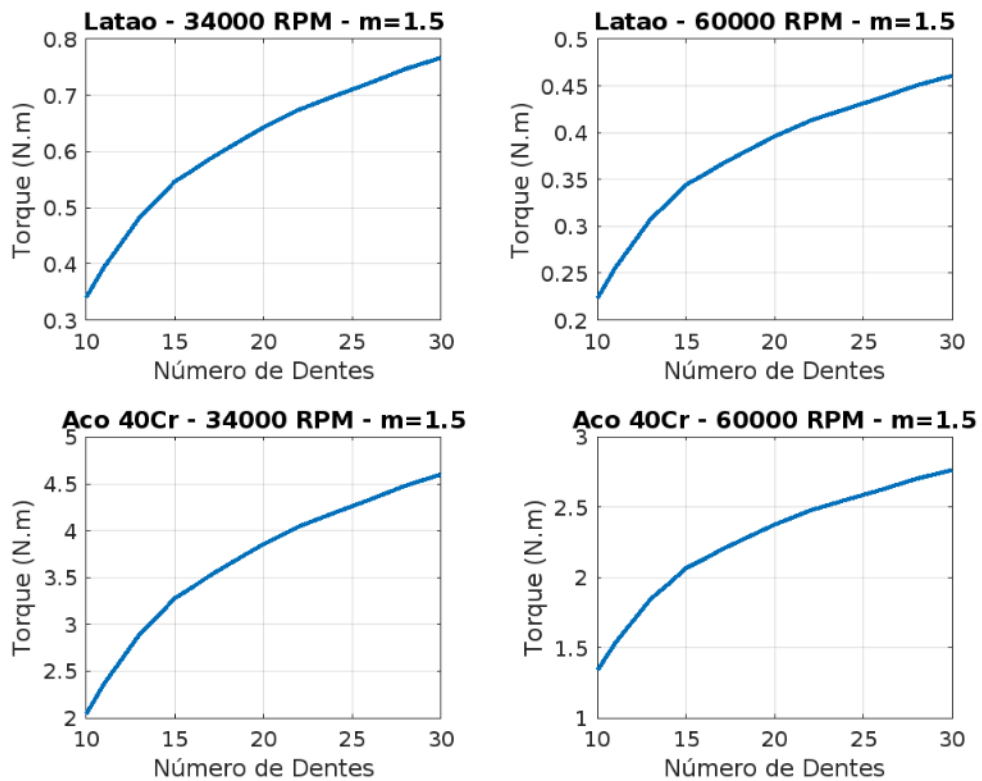


Figura 31: Análise da tensão - modulo 2

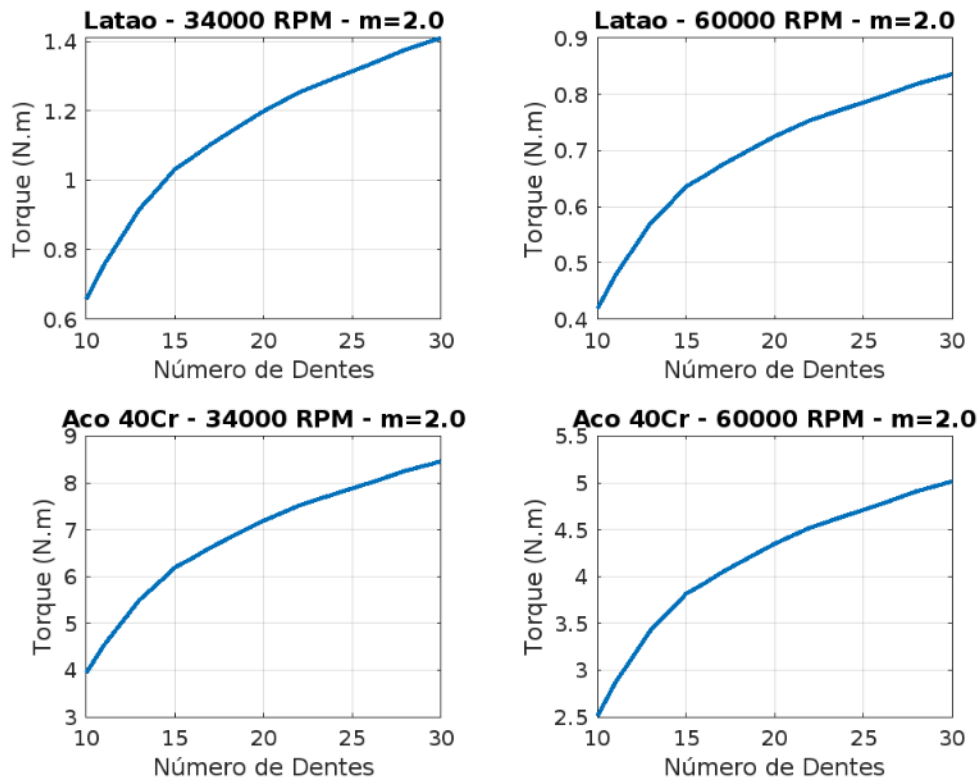
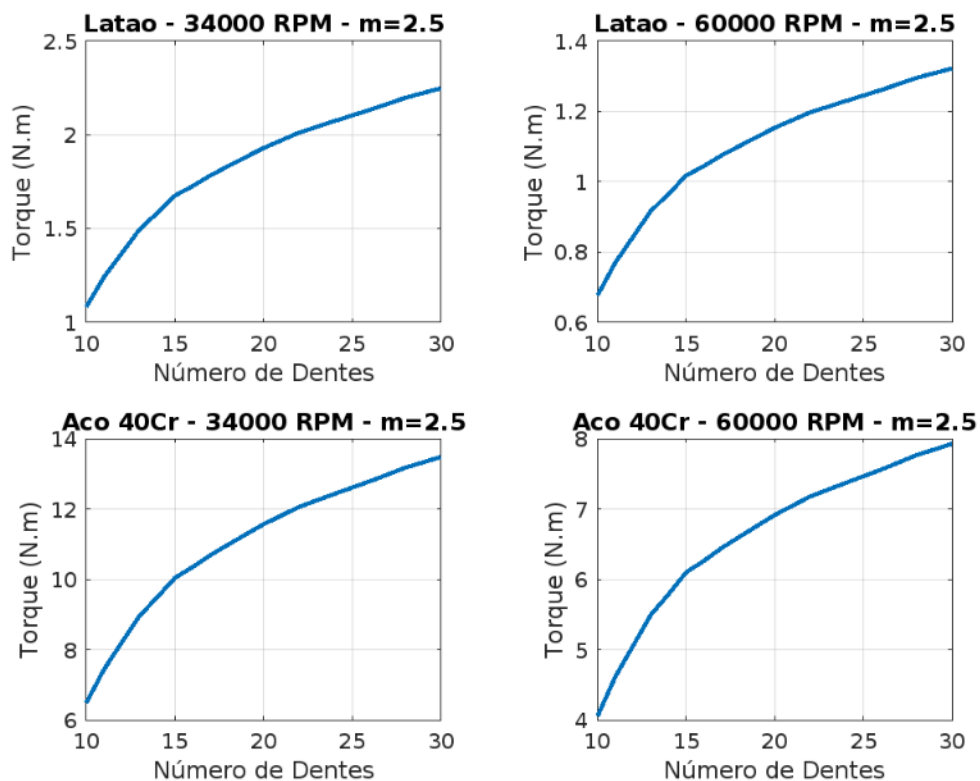


Figura 32: Análise da tensão - modulo 2.5



Os resultados obtidos no MATLAB foram essenciais para a escolha das engrenagens cilíndricas a serem utilizadas. Primeiramente, a prioridade será sempre dada à escolha da engrena-

gem com o menor módulo e menor numero de dentes, pois ambos influenciam diretamente no diâmetro final da engrenagem, o qual, por sua vez, afeta o tamanho do motor final.

Considerando a prioridade pelo menor módulo e menor numero de dentes, tornou-se necessário optar pelo aço 40 Cr em vez do bronze. Isso se deve ao fato de que, embora o latão apresente uma torção admissível superior à torção idealizada para o atual projeto, em cenários com maior rotação ou quando se utiliza um motor de maior potência, o torque admissível do latão ficaria muito próximo ao torque do motor, o que poderia comprometer a segurança e o desempenho do sistema. Sendo assim, a escolha para o projeto atual foram engrenagens feitas de aço 40 Cr, de modulo 0,8 milímetros e 15 dentes, a escolha de 15 dentes é unicamente pelo fato de ter o dobro da resistência sem um aumento considerável do tamanho.

Com isso, podemos fazer o calculo para essa engrenagem em especifica:

Utilizando a equação 2.12:

$$K_v = \frac{6,10 + 9,4247}{6,10} = 2,5450$$

De acordo com a equação 2.10:

$$F_t = \frac{240,00 \text{ MPa} \cdot 0,80 \text{ mm} \cdot 5,00 \text{ mm} \cdot 2,89 \cdot 10^{-1}}{2,54}$$

Com isso temos:

$$F_t = 109,23 \text{ N}$$

O raio primitivo r_p é calculado como:

$$r_p = \frac{m \cdot N}{2,00} = \frac{0,80 \cdot 15,00}{2,00} = 6,00 \text{ mm}$$

O torque T é então calculado como:

Considerando a equação 2.15

$$T = 109,23 \text{ N} \cdot 6,00 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 0,655 \text{ N}\cdot\text{m}$$

O torque admissível nas engrenagens é, portanto, $T = 0,655 \text{ N}\cdot\text{m}$, que é muito superior a $0,08 \text{ Nm}$ que é torque máximo aproximado do motor com máxima rotação ou $0,23 \text{ Nm}$ que é em

baixa rotação a 6500RPM. Os cálculos indicam um fator de segurança de 20, o que assegura a viabilidade e a durabilidade do sistema sob as condições operacionais previstas.

A análise da resistência das engrenagens cônicas segue uma metodologia semelhante à das engrenagens cilíndricas, com a diferença principal no valor do fator experimental Y. De acordo com a figura 33, conforme apresentado em Schindler [2011], o cálculo é adaptado para as engrenagens cônicas, mas a abordagem de forma geral é análoga à utilizada para as cilíndricas.

Pelo fato da tabela fornecida não siga uma progressão aritmética exata, optou-se por não realizar a análise das engrenagens cônicas no Matlab. No entanto, como a única variável distinta seria o fator Y, podemos aplicar a mesma lógica dos cálculos para as engrenagens cilíndricas. Assim, para o caso da engrenagem cônica, adotaremos as mesmas características das cilíndricas, ou seja, módulo de 0,8, 15 dentes e material em aço 40Cr.

Seguindo o cálculo da equação com as características definidas, temos:

$$F_t = \frac{\sigma \cdot m \cdot b_w \cdot Y}{K_v} \quad (2.16)$$

Onde: - σ é a tensão de flexão,

- m é o módulo,

- b_w é a largura do dente (será especulado, com base em engrenagens disponíveis no mercado).

- Y é o fator de forma,

- K_v é o coeficiente de velocidade.

$$F_t = \frac{240,00 \text{ MPa} \cdot 0,8 \text{ mm} \cdot 3,2 \text{ mm} \cdot 0,18}{2,54}$$

$$F_t = \frac{240,00 \cdot 0,80 \cdot 3,20 \cdot 0,18}{2,54}$$

$$F_t = 42,33 \text{ N}$$

$$T = F_t \cdot r_p$$

- F_t é a força tangencial;

- r_p é o raio primitivo da engrenagem;

$$r_p = \frac{m \cdot N}{2}$$

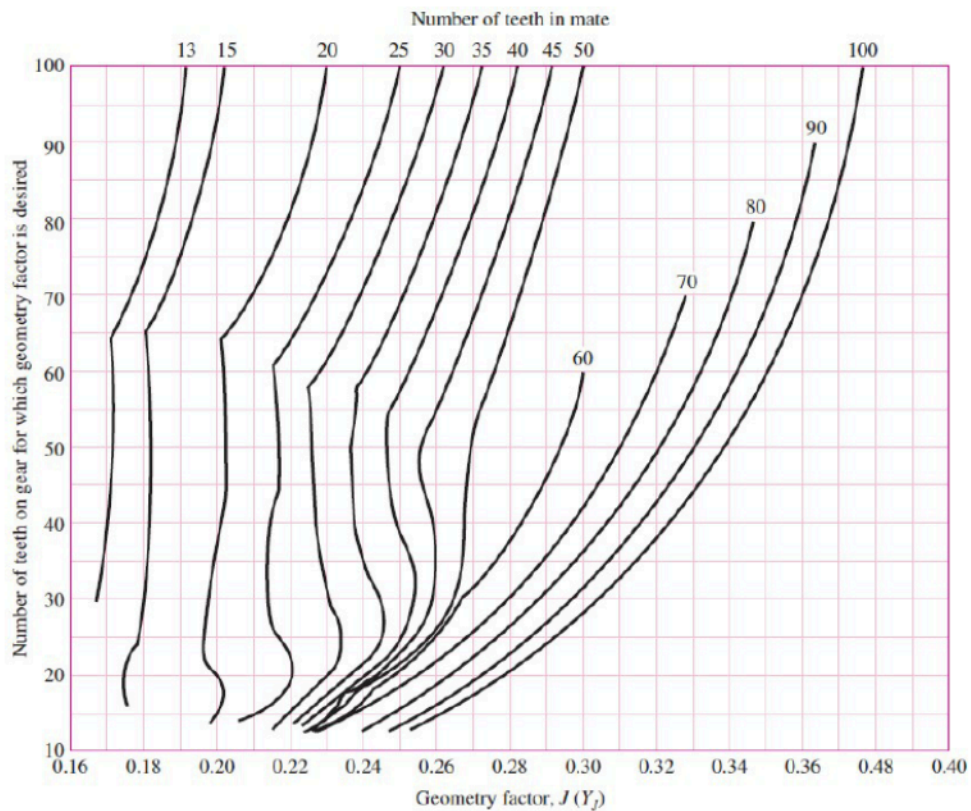
$$r_p = \frac{0.8 \text{ mm} \cdot 15}{2} = 6 \text{ mm} = 6,00 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$T = 42,33 \text{ N} \cdot 6,00 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$T = 0,25 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Portanto, o F_t que a engrenagem pode suportar é aproximadamente $23,23 \text{ N}$ e o torque admissível para essa engrenagem é $0,25$, que é superior a $0,08 \text{ Nm}$ que é o torque máximo aproximado do motor a máxima rotação e maior que o torque de aproximadamente $0,20$ a rotação de 6500 RPM . Na imagem 34 tem-se a disposição de cada engrenagem no sistema.

Figura 33: Fator Geométrico Engrenagem Cônica



Esc, Bateria e Motor de Passo

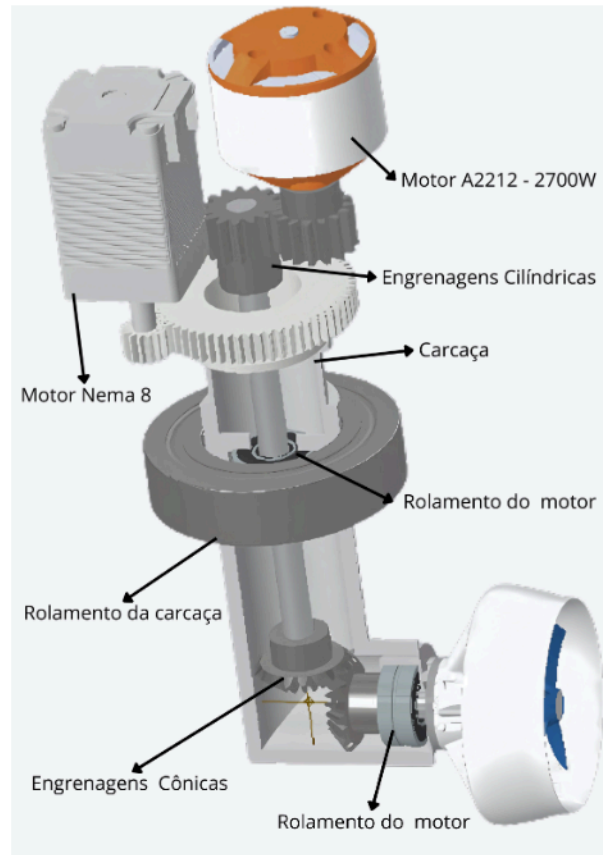
Para aproveitar ao máximo o desempenho do motor A2212 2700KV, foi selecionada uma configuração otimizada que considera tanto a eficiência quanto o custo-benefício dos componentes. Após análise detalhada das características técnicas do motor, optou-se por utilizar baterias LiPo 3S (Lítio-Polímero, 11.1V nominal), que oferecem a combinação ideal de tensão e capacidade para suportar o funcionamento do motor em condições de carga elevada, garantindo o desempenho necessário para atender aos requisitos do projeto.

As baterias LiPo 3S foram escolhidas devido à sua alta densidade de energia, peso reduzido, e capacidade de fornecer a corrente necessária para o funcionamento eficiente do motor brushless em operações que demandam alta rotação e potência. Com essa escolha, busca-se manter um equilíbrio entre o peso total do sistema e o desempenho esperado, além de otimizar o espaço disponível para o alojamento dos componentes no modelo.

Para o controle do motor, foi escolhido o controlador eletrônico de velocidade (ESC) Simonk Firmware 30A Brushless. Este ESC foi projetado especificamente para motores brushless e utiliza o firmware Simonk, amplamente reconhecido por sua capacidade de oferecer uma resposta rápida e precisa no controle de velocidade. Além disso, o ESC Simonk 30A proporciona margens de segurança adequadas, já que suporta correntes contínuas de até 30 amperes, valor maior que o planejado no uso do motor, o que é essencial para evitar sobrecargas durante operações críticas ou em situações que exigem potência máxima do motor.

Portanto, a combinação da bateria LiPo 3S com o ESC Simonk 30A representa uma solução equilibrada, tanto em termos de desempenho quanto de custo, permitindo explorar todo o potencial do motor A2212 2700KV sem comprometer a eficiência ou a durabilidade do sistema. A escolha reflete um cuidado especial com a viabilidade técnica e econômica do projeto, alinhando os componentes às necessidades específicas da aplicação e garantindo a robustez e a confiabilidade da solução proposta.

No Brasil, micro motores de passo confiáveis possuem preços elevados. Porém, utilizar motores de qualidade duvidosa para ter uma pequena redução nos custos não seria uma decisão adequada. Assim, optou-se pelo motor NEMA 8, um modelo amplamente disponível no mercado. Embora o motor seja superdimensionado para a aplicação e contribua para um aumento significativo no custo final do projeto, essa escolha foi essencial para assegurar a funcionalidade e a viabilidade do sistema. Na imagem 34 é possível visualizar a alocação do motor NEMA 8.

Figura 34: Partes do motor

2.2.4 Dispositivo Flutuante

A criação da vista do dispositivo flutuante foi baseada no modelo 5.3, cujas medidas estavam disponíveis no Rhinoceros. O dispositivo utilizou as proporções definidas no modelo original, as quais foram adaptadas para o CAD, considerando os novos objetivos e missões estabelecidas.

Seguiu-se, então, a modelagem tridimensional do navio, a partir da escala obtida pela análise dimensional presente na tabela 2. Os resultados podem ser consultados na tabela 5 e nas vistas do navio 5.3.

Durante todo o processo, utilizou-se o software AutoCAD Inventor, uma ferramenta amplamente reconhecida pela sua capacidade de criar modelos tridimensionais complexos com alta precisão. Essa etapa proporcionou uma representação visual detalhada e precisa do design concebido e permitiu o cálculo de parâmetros importantes, como volume do modelo, centro de gravidade e volume deslocado na linha d'água.

As modificações necessárias envolveram ajustes no casco para acomodar o propulsor projetado anteriormente. Para isso, foi preciso garantir que os motores ficassem acima da linha

d'água, dado que o motor a ser utilizado e seus componentes devem permanecer fora da área submersa. O casco foi modificado com a inserção de três cilindros com furos passantes, que servirão para alocar o rolamento no qual o motor estará conectado. A fim de evitar a entrada de água no navio, será utilizado silicone entre o rolamento e o furo. Para prevenir falhas potenciais na estanqueidade do sistema, especialmente devido ao movimento do navio, os cilindros foram projetados para se estender acima da linha d'água, garantindo que qualquer eventual entrada de água não atinja o motor.

Embora as alterações no dispositivo flutuante tenham modificado significativamente o formato do casco, o objetivo final do projeto é servir como plataforma de teste para os motores. Portanto, não foi realizado um novo estudo hidrodinâmico sobre o dispositivo final.

2.2.5 Revestimento estrutural do motor e suporte para encaixe no navio

o revestimento estrutural do motor foi projetado com o objetivo principal de proteger o sistema de transmissão, mas também com a finalidade de maximizar a eficiência do conjunto como um todo. Além de proporcionar a segurança necessária para os componentes internos, o dispositivo flutuante foi desenvolvido para otimizar a acomodação dos rolamentos. Dessa forma, em caso de esforços inesperados ou condições adversas, ele oferece suporte adequado para os rolamentos, garantindo a integridade do sistema e evitando danos que possam comprometer o funcionamento do motor.

Outro aspecto fundamental na concepção do revestimento estrutural foi a busca por uma geometria otimizada. A estrutura foi projetada de modo a interferir o mínimo possível no fluxo de água gerado pelo movimento do motor, o que contribui para a eficiência do deslocamento aquático. Ao mesmo tempo, a geometria do revestimento estrutural foi pensada para possibilitar o perfeito encaixe do rolamento, essencial para que o motor consiga realizar seu movimento rotatório com precisão e sem obstruções.

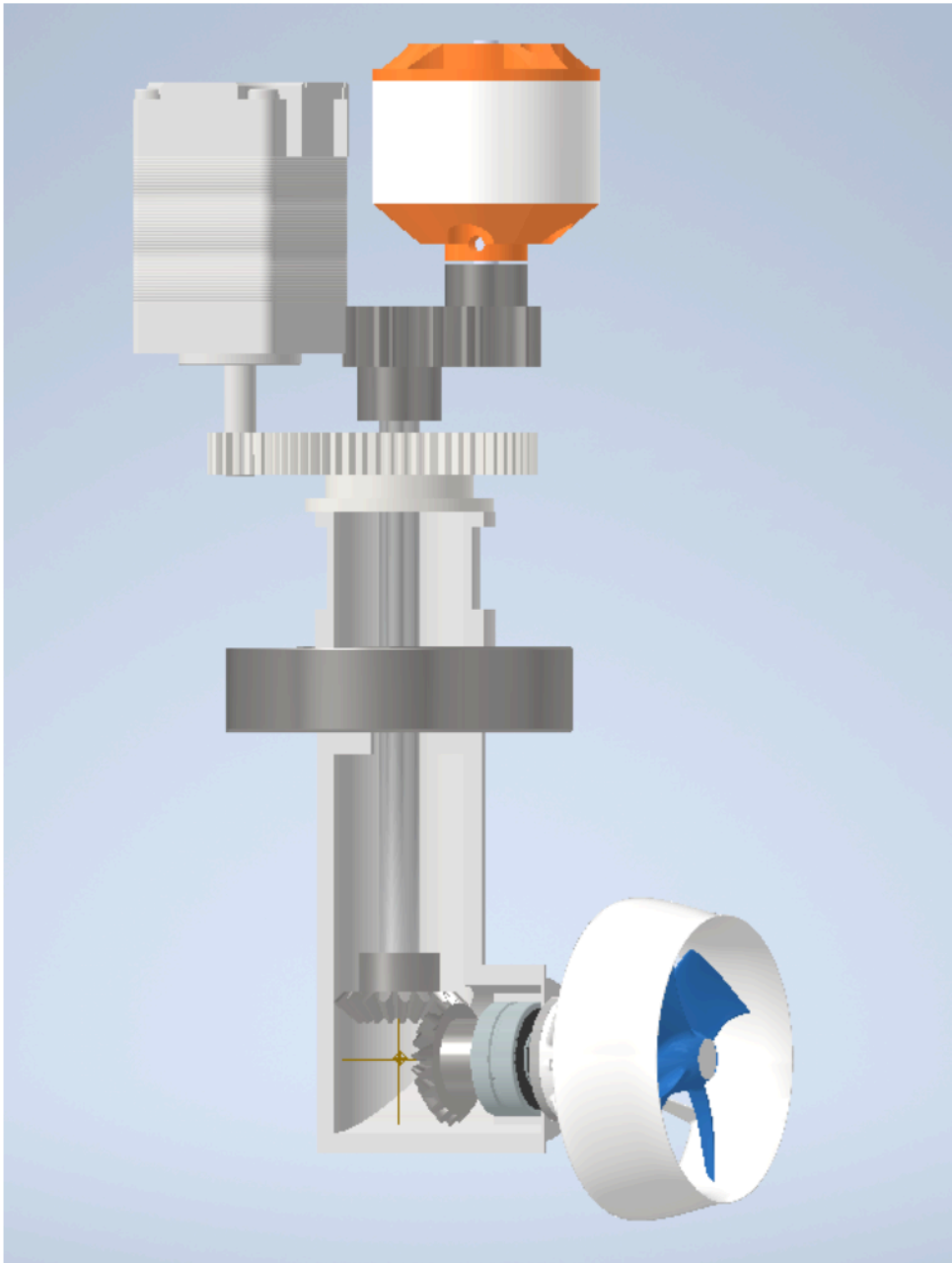
O design final do revestimento estrutural, conforme ilustrado na figura 35, resultou em uma estrutura dividida em três partes distintas. Duas dessas peças são complementares, projetadas para se encaixarem e fornecer suporte adequado ao sistema de transmissão, enquanto a terceira peça, posicionada acima das anteriores, permite a rotação fluida do conjunto como um todo. Para garantir a robustez e a estanqueidade do sistema, os encaixes entre as peças serão realizados utilizando parafusos e porcas de 8 mm, juntamente com a aplicação de silicone, o que assegura a vedação e impede a entrada de água no interior do dispositivo flutuante do navio.

Na figura 36, é possível observar uma representação detalhada de como os componentes principais do sistema estão organizados e alocados dentro do revestimento estrutural. A ilustração mostra de forma clara a disposição desses elementos, destacando como os eixos são suportados pelos rolamentos, que estão encaixados em suportes feitos sob medida dentro do revestimento estrutural, garantindo estabilidade e precisão. As engrenagens são posicionadas com uma pequena folga, oferecendo espaço suficiente para assegurar a transmissão eficiente de movimento entre os motores, sem prejudicar o alinhamento ou a performance do sistema. O motor de passo e o motor brushless são estrategicamente integrados acima do suporte rotatório, fixados em um suporte robusto que se conecta diretamente ao corpo do navio. Isso garante não apenas o controle preciso e o movimento contínuo do sistema, mas também os mantém afastados da entrada de água, posicionados acima da linha da água para evitar qualquer risco de contato. O material do revestimento estrutural do motor será o mesmo material do dispositivo flutuante do navio, sendo impresso em 3d para baratear e facilitar o desenvolvimento.

Figura 35: revestimento estrutural do motor



Figura 36: revestimento estrutural do motor aberto



Serão projetados dois suportes: um destinado ao motor azimutal frontal e outro responsável pela fixação dos dois motores traseiros.

O motor modelo 2212 será fixado diretamente no suporte, dispensando adaptações adicionais. Por outro lado, o motor de passo necessitará de espaçadores (cálculos) para garantir um posicionamento adequado e fixação segura. Essa diferenciação no método de fixação assegura que cada motor esteja devidamente acoplado, minimizando vibrações e otimizando o desempenho.

Os suportes não terão apenas a função de acomodar os motores. Eles também servirão como

base estrutural para a fixação das baterias e dos controladores eletrônicos de velocidade (ESCs), otimizando o espaço e contribuindo para uma organização funcional do sistema.

Na Figura 37 e na Figura 38, são apresentadas as disposições exatas dos componentes. Observa-se que na parte superior há espaço suficiente para alocação dos ESCs e baterias. Na figura 39 é possível perceber que os motores estão alocados na parte inferior, garantindo uma distribuição de peso equilibrada e facilidade de manutenção.

Figura 37: Suporte traseiro

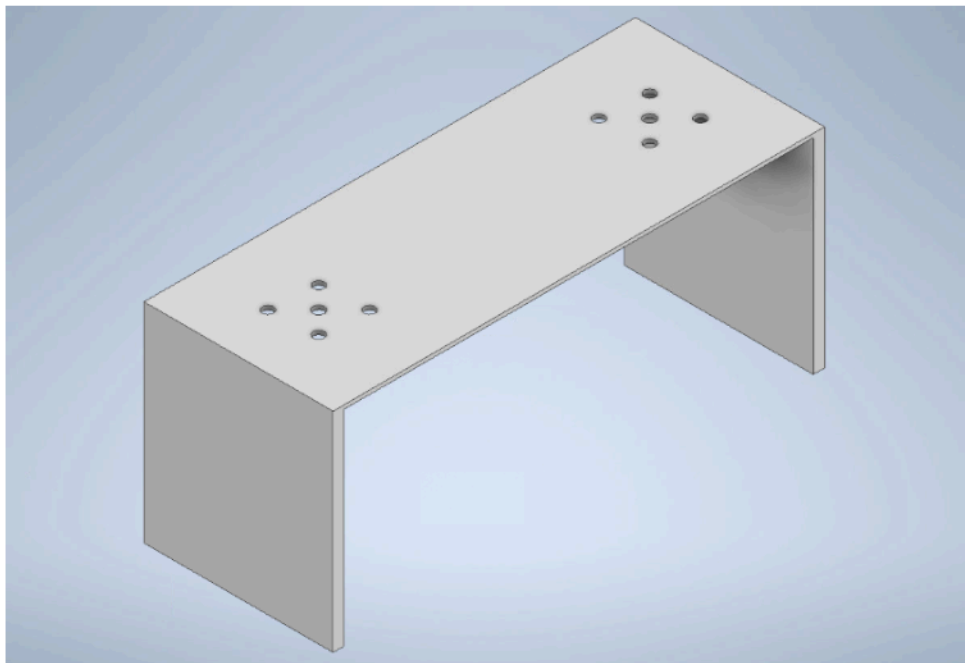


Figura 38: Suporte frontal

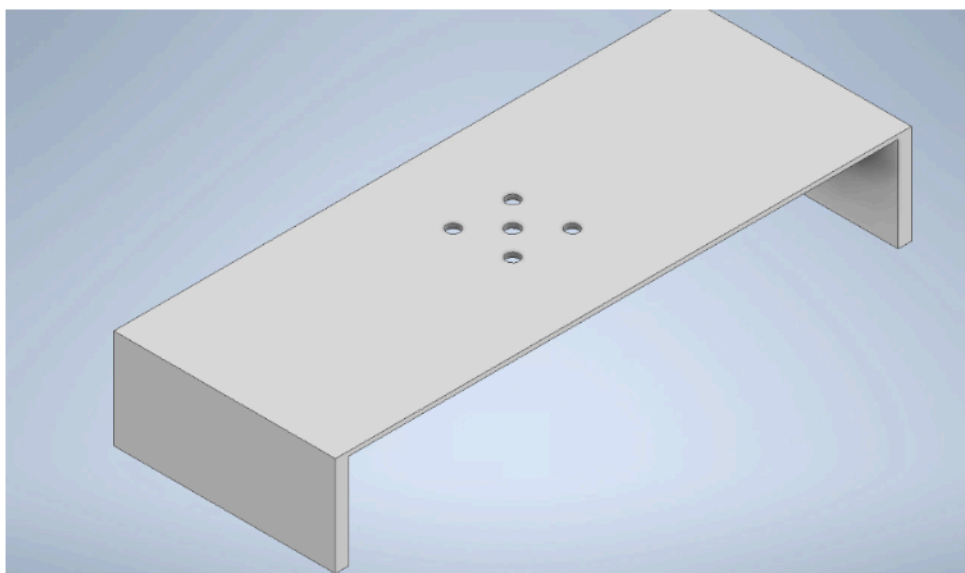
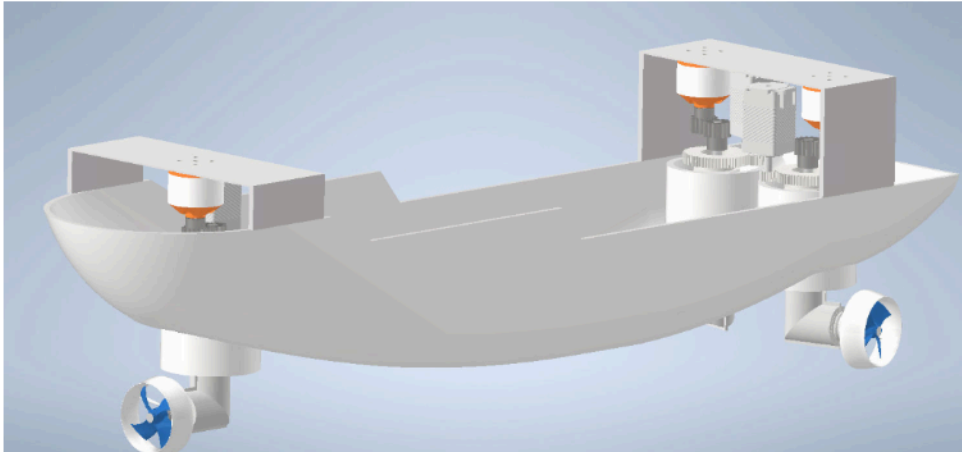


Figura 39: Resultado do navio

2.3 Princípios do Teste de Bollard Pull

O conceito central por trás do Bollard Pull é a medição da força máxima que uma embarcação pode aplicar contra um ponto fixo (bollard) sem que haja movimentação. O objetivo principal é que os resultados reflitam com precisão as capacidades do sistema de propulsão, podendo assim estudar diferentes sistemas de propulsão, permitindo identificar a melhor configuração para cada tipo de embarcação

A realização do teste de Bollard Pull envolve o posicionamento da embarcação em um ponto fixo e a medição da força de tração máxima utilizando sensores de alta precisão, como dinamômetros. Importante que o teste tenha um controle de qualidade e seja feito de maneira padrão, pois só assim será possível comparar os motores.

O principal objetivo deste projeto é o desenvolvimento de um sistema para realizar o teste de Bollard Pull e possibilitar a análise de outros parâmetros de desempenho. O sistema proposto têm espaço para integração de sensores de força, unidades de aquisição de dados e interfaces gráficas para visualização e armazenamento dos resultados.

O sistema é necessário a ser adicionado será: sensores de força que utilizam dinamômetros calibrados para medir as variações de força durante o teste, uma interface de controle que permita o acompanhamento dos dados em tempo real e por fim um sistema de captação de dados, que pode ser externo a dispositivo.

A flexibilidade da plataforma flutuante permite a adaptação para realizar outros tipos de testes, como avaliação da Eficiência, Análise Hidrodinâmica e validação de algoritmos de alocação de potência.

Capítulo 3

Método

3.1 Metodologia

3.1.1 Descrição Geral do Processo

A presente pesquisa adotou uma metodologia rigorosa e abrangente, concebida para avaliar de forma detalhada a viabilidade técnica e econômica de um dispositivo flutuante para teste de propulsor e um propulsor. O processo foi estruturado em etapas interdependentes, assegurando não apenas uma compreensão profunda dos desafios técnicos e financeiros associados, mas também a integração eficiente das soluções propostas. Cada etapa foi executada de forma iterativa, permitindo refinamentos progressivos baseados em dados empíricos.

O desenvolvimento envolveu a modelagem tridimensional, a seleção criteriosa de materiais e componentes, e a integração funcional dos sistemas estruturais, de propulsão e de controle. As decisões foram fundamentadas em critérios rigorosos, combinando análises quantitativas e qualitativas para garantir que o modelo final atendesse às demandas operacionais previstas no setor naval-offshore. Adicionalmente, foram utilizados recursos computacionais de ponta e ferramentas de prototipagem para simulações e validações.

3.1.2 Etapas do Desenvolvimento

Desenvolvimento do Sistema de Propulsão

O sistema de propulsão foi projetado com ênfase na eficiência e no custo-benefício. O motor brushless A2212 2700KV foi escolhido devido à sua compatibilidade com os requisitos operacionais do projeto. Os critérios de seleção incluíram a garantia de potência suficiente para impulsionar o modelo nas condições de carga previstas, além de priorizar componentes de fácil acesso, com baixo custo de aquisição e, caso necessário, com baixo custo de importação.

Durante o desenvolvimento do projeto do Sistema de Propulsão, foram analisadas diversas

variações possíveis, analisando esforços caso houvesse a utilização de outros motores ou necessidade de adaptação de algum componente.

O sistema incluiu controladores eletrônicos de velocidade (ESCs) e baterias LiPo, que foram integrados de forma a otimizar o controle e a entrega de energia. A transmissão de torque foi cuidadosamente dimensionada utilizando engrenagens e eixos projetados para minimizar perdas mecânicas e maximizar a confiabilidade operacional. Durante a validação em bancada, foram medidos parâmetros como rotação, torque e eficiência energética, resultando em ajustes adicionais para otimização.

Concepção e Modelagem

A concepção do dispositivo flutuante foi realizada por meio de modelagem tridimensional utilizando o software AutoCAD Inventor, uma ferramenta robusta amplamente empregada na indústria para projetos complexos. Durante essa etapa, foram trabalhadas e definidas as dimensões e proporções para assegurar estabilidade hidrostática e eficiência hidrodinâmica e também definir de maneira precisa os espaços destinados a motores, baterias e componentes eletrônicos.

Integração dos Sistemas

A integração dos componentes estruturais e de propulsão foi realizada de maneira sistemática para garantir funcionalidade e desempenho. Essa etapa incluiu o alinhamento dos suportes de motores e baterias, e etc. Foi necessário testes de esforços executado em softwares como Inventor, para confirmação dos resultados calculados.

3.1.3 Ferramentas Utilizadas

As ferramentas selecionadas foram escolhidas pela sua capacidade de atender às exigências do projeto. Entre elas destacam-se: AutoCAD Inventor para modelagem detalhada e simulações dinâmicas e Matlab para cálculos envolvendo esforços e necessidades específicas do sistema.

3.1.4 Conclusão da Metodologia

A metodologia empregada combinou rigor acadêmico e pragmatismo industrial, resultando em um modelo funcional alinhado às exigências do setor naval-offshore. O uso de ferramentas modernas, aliado a uma abordagem iterativa, permitiu o desenvolvimento de soluções eficazes

e economicamente viáveis. O processo sistemático e os resultados obtidos demonstram a viabilidade de aplicações futuras, reforçando a contribuição deste estudo para o avanço tecnológico na área.

Capítulo 4

Resultados

4.1 Introdução dos Resultados

Este capítulo apresenta uma análise abrangente dos resultados obtidos durante o desenvolvimento do modelo em escala reduzida de um micro propulsor azimutal e do dispositivo flutuantes que servira para teste do desse motor ou de outros. A avaliação técnica inclui uma análise detalhada do desempenho operacional, eficiência energética, e resistência estrutural do modelo. Além disso, são dispostos opções alternativas aos itens projetados e os benefícios decorrentes dessas mudanças. Por fim, são apresentados os impactos potenciais do projeto nas operações marítimas e no desenvolvimento de tecnologias acessíveis e sustentáveis no setor naval.

4.2 Resultado Final

A primeira etapa envolveu a criação do projeto de um propulsor azimutal fabricável de maneira acessível, prosseguindo com a análise de sua viabilidade técnica e por fim indicando um conjunto de parâmetros e restrições que definem os limites aceitáveis para o dimensionamento de componentes.

A segunda etapa envolveu a reavaliação das dimensões e configurações dos principais sistemas mecânicos e estruturais do dispositivo flutuantes para suportar três micromotores projetados.

Definindo parâmetros semelhantes aos motores utilizados no nautimodelismo profissional no mercado internacional — 6500 RPM e 200 W de potência — e considerando as especificações mais adequadas ao projeto, como uma velocidade de 1 m/s e propriedades físicas padrão da água (densidade, viscosidade, etc.), aplicamos esses dados aos estudos anteriores. Os resultados obtidos são apresentados na Tabela 9.

| Parâmetro | Valor |
|--|--------------|
| Densidade da água (kg/m ³) | 1000 |
| Diâmetro da hélice (m) | 0.03 |
| Número de hélices | 4 |
| Comprimento na linha d'água (m) | 0.43 |
| Largura do casco (m) | 0.13 |
| Calado uniforme (m) | 0.05 |
| Gravidade (m/s ²) | 9.81 |
| Área molhada (m ²) | 0.06 |
| Fator adicional | 0 |
| Coeficiente de resistência das ondas | 1 |
| Coeficiente baseado no teste Bollard Pull | 1 |
| Coeficiente de rugosidade | 0.002 |
| Viscosidade cinemática da água (m ² /s) | 1.19e-06 |
| Velocidade (m/s) | 1 |
| RPM | 6500 |
| Número de Froude (Fn) | 0.22576 |
| Δ_w | 0.0025762 |
| Coeficiente de bloco (Cb) | 0.71556 |
| Fração de esteira (w) | 0.12407 |
| Fração de dedução de empuxo (t) | 0.10234 |
| Número de Reynolds (Re) | 3.6134e+05 |
| Coeficiente de fricção (Cf) | 0.050328 |
| Coeficiente total de resistência (Ct) | 2.0604 |
| Resistência ao avanço (Rt) (N) | 61.812 |
| Empuxo (T) (N) | 68.858 |
| Coeficiente de empuxo (K_t) | 0.0020121 |
| Potência necessária (P) (W) | 61.812 |
| Torque necessário (T_r) (N·m) | 0.090809 |
| Coeficiente de torque (K_q) | 8.845e-05 |
| Coeficiente de avanço (K_a) | 0.0044919 |
| Eficiência mínima da hélice (η_0) | 0.016263 |

Tabela 9: Resultados dos cálculos

Os resultados são bastante satisfatórios, especialmente considerando que o sistema de transmissão é mais do que capaz de suportar os esforços gerados pelo motor. Embora a operação ocorra em baixa velocidade, o sistema oferece a flexibilidade necessária para realizar testes em uma ampla gama de rotações, velocidades e torques. Isso proporciona um envelope de testes

robusto e versátil, permitindo a execução de simulações em condições variadas e favorecendo a otimização do desempenho em diferentes cenários.

Para obter uma análise mais precisa, seria necessário que o projeto fosse construído, para que pudesse trabalhar com valores mais corretos os coeficientes de resistência, exemplo o de ondas e o de Bollard Pull. Seria também necessário estudar o valor exato da velocidade do fluido na hélice do propulsor, para um número de Froude mais preciso.

4.2.1 Análise Econômica

Em comparação com um modelo importado, que seria necessário um desembolso de R\$ 8.189,00 para a utilização em testes, valor que não incluía os custos adicionais das baterias e dos controladores eletrônicos de velocidade (ESCs) , o projeto para teste desenvolvido com peças de fácil acesso alcançou uma redução significativa no custo total, chegando a R\$ 1.047,77. Apesar de ser um progresso expressivo, este valor ainda é considerado elevado.

Caso houvesse acesso a uma infraestrutura de usinagem própria, os custos poderiam ser reduzidos ainda mais, caindo para menos de R\$ 800,00. Essa diferença destaca o impacto econômico de ter acesso direto a processos de fabricação local, permitindo maior controle sobre os custos de produção e reduzindo a dependência de fornecedores externos.

Por fim, as análises revelaram que o design alcançou um equilíbrio entre desempenho e custo, tornando-se uma solução mais adequada para as condições e requisitos específicos definidos no escopo deste estudo. Os resultados obtidos ressaltam a importância de uma abordagem iterativa e adaptável no desenvolvimento de projetos complexos, permitindo que soluções inovadoras e economicamente viáveis sejam alcançadas mesmo diante de desafios significativos.

Capítulo 5

Conclusão

O desenvolvimento deste trabalho teve como objetivo avaliar a viabilidade técnica e econômica de um modelo em escala reduzida de uma embarcação de apoio oceânico, considerando as limitações inerentes à disponibilidade de recursos e as exigências operacionais do setor naval-offshore. Os resultados alcançados demonstram avanços significativos em relação ao modelo inicial, especialmente no que se refere à otimização de custos e à funcionalidade dos sistemas projetados.

5.1 Síntese dos Resultados

O projeto inicial apresentava um custo proibitivo de aproximadamente R\$ 8.189,00, excluindo baterias e controladores eletrônicos (ESCs). Esse valor evidenciava a inviabilidade econômica da proposta original devido à dependência de componentes importados e métodos de fabricação onerosos. Com as alterações implementadas, o custo total foi reduzido para R\$ 1.047,77, incluindo baterias e ESCs, representando uma economia de cerca de 88,20% em relação ao planejamento inicial. Dependendo dos recursos disponíveis para o projeto, ele poderia custar metade do valor final planejado, ressaltando o impacto econômico de uma produção local mais integrada.

Do ponto de vista técnico, as alterações realizadas no design estrutural e no sistema de propulsão resultaram em um modelo funcional e eficiente. O uso de simulações computacionais permitiu validar as modificações, garantindo que o modelo fosse robusto o suficiente para atender às demandas operacionais previstas. A introdução de motores brushless econômicos, combinados com ESCs de baixo custo, assegurou a confiabilidade do sistema de propulsão, enquanto a impressão 3D em ABS foi determinante para a viabilidade do projeto, permitindo a criação de geometrias complexas com alta precisão e baixo custo.

Este trabalho contribuiu de forma relevante para o desenvolvimento de tecnologias acessíveis e adaptadas às condições econômicas e tecnológicas locais. A abordagem adotada demonstrou que é possível viabilizar projetos complexos por meio de soluções criativas e econômica-

mente eficientes, sem comprometer o desempenho ou a segurança operacional. As principais contribuições incluem o desenvolvimento de um modelo de embarcação em escala reduzida funcional e economicamente viável; otimização do sistema de propulsão, com foco na utilização de motores e componentes amplamente disponíveis no mercado nacional; implementação de métodos de fabricação modernos, como a impressão 3D, que possibilitaram a redução de custos e a flexibilidade no design.

5.2 Limitações e Recomendações Futuras

Apesar dos avanços obtidos, algumas limitações foram identificadas ao longo do trabalho, as quais abrem caminho para melhorias e aprofundamentos futuros. A necessidade de adquirir peças usinadas ainda representa uma barreira econômica significativa.

O estabelecimento de uma infraestrutura local de usinagem poderia reduzir substancialmente os custos de produção e aumentar a autonomia do processo. Embora os motores de passo utilizados tenham-se mostrado adequados, estudos adicionais poderiam explorar alternativas mais eficientes em termos de custo, viabilizando ainda mais o projeto.

No âmbito das análises futuras, destacam-se propostas que visam a aplicabilidade do modelo em estudo. Essas iniciativas têm como objetivo explorar soluções tecnológicas mais avançadas, bem como validar o sistema para que seja possível utilizá-lo em futuros testes de tanque, ensaios de torque e empuxo em diferentes rotações e velocidades de avanço; validação de algoritmos de alocação de potência e outros. As principais diretrizes incluem:

- **Construção do modelo:** Desenvolver a construção física do modelo, integrando todos os componentes projetados. Essa etapa envolve a escolha criteriosa e a aplicação de diferentes motores de passo, avaliando suas características de desempenho para determinar o mais adequado ao sistema.
- **Testes operacionais em ambiente controlado:** A realização de ensaios em condições previamente delimitadas configura-se como uma etapa essencial para a validação do modelo.
- **Integração de sistemas de controle avançados:** Propõe-se a incorporação de algoritmos de navegação autônoma mais sofisticados, capazes de otimizar o desempenho do modelo. Essa abordagem inclui o uso de softwares para estudos dinâmico do navio e a aplicação de um sistema de controle adaptável a distúrbios do ambiente.

Com esses estudos, seria possível criar um material abrangente e detalhado para o desenvolvimento de um dispositivo que permita teste em escala para sistemas marítimos, servindo como uma referência valiosa para o curso de mecânica. Além disso, esse material poderia ser aplicado em pesquisas acadêmicas, projetos práticos e até mesmo como suporte para testes de componentes de modelos de competições de nautimodelismo, contribuindo para o avanço de conhecimentos técnicos e incentivando a inovação nessa área específica.

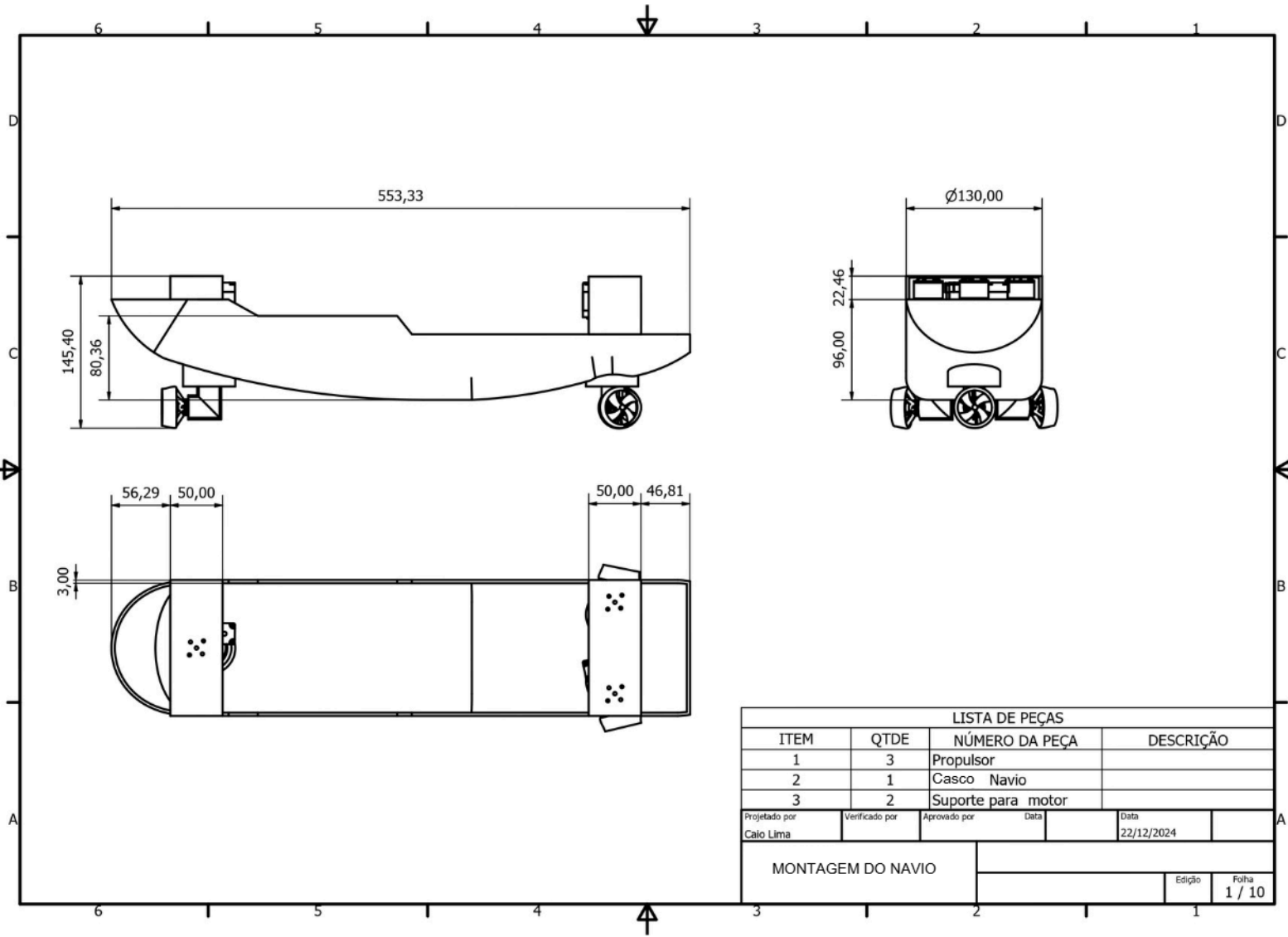
5.3 Considerações Finais

Este trabalho evidenciou que é possível desenvolver soluções inovadoras e economicamente viáveis no setor naval. Os resultados alcançados atenderam parcialmente aos objetivos estabelecidos, atingindo os propósitos teóricos mas não completamente os práticos, dado que o desenvolvimento ainda apresenta custos elevados. Além disso, o trabalho estabelece uma base sólida para futuras pesquisas e desenvolvimentos na área. Espera-se que as contribuições deste estudo inspirem novas iniciativas e promovam o avanço tecnológico e econômico do setor naval brasileiro, com foco especial no contexto de embarcações autônomas e sustentáveis.

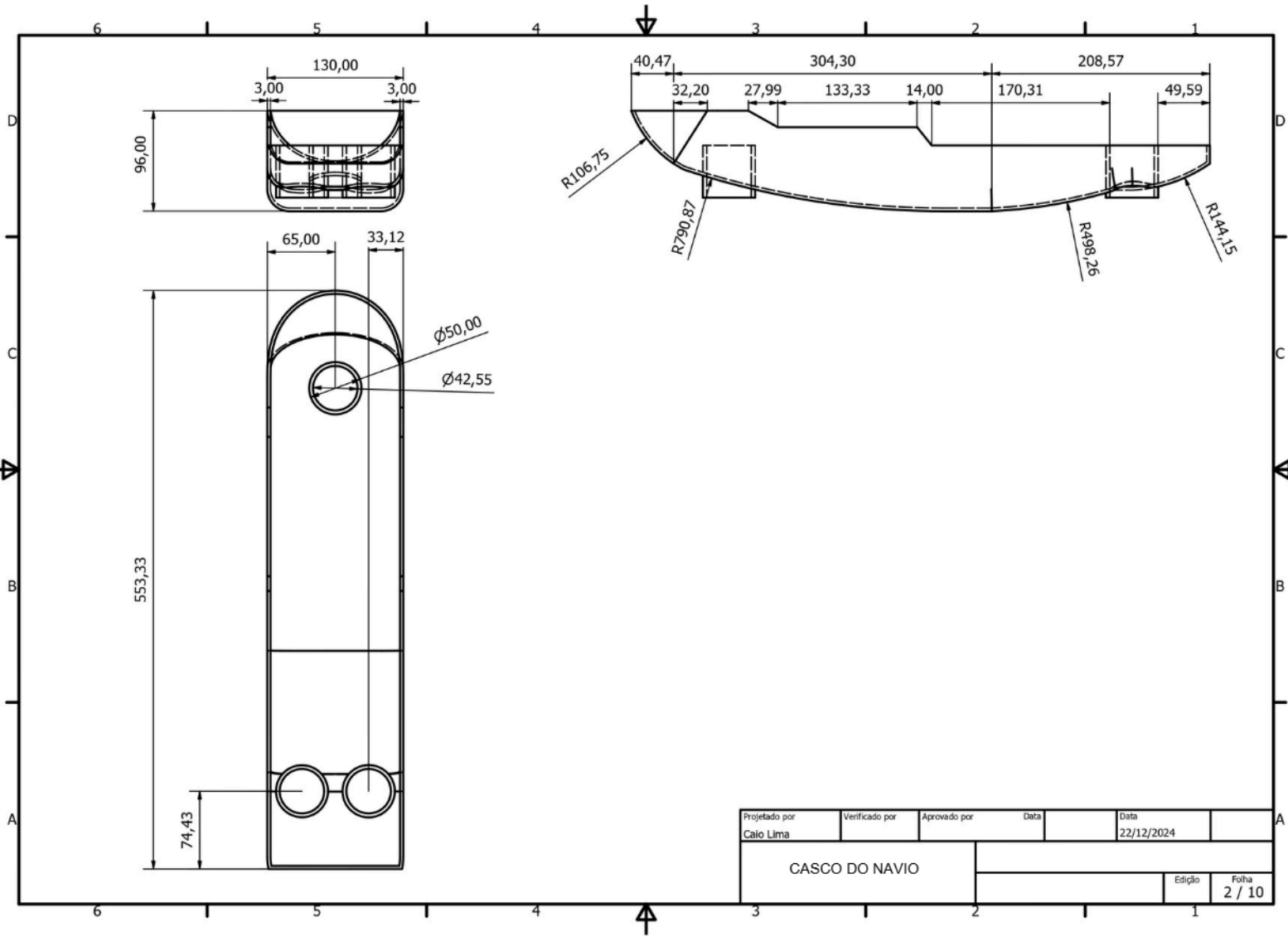
Referências

- Alexandre, S. “modelo em escala de um navio de apoio oceânico dotado de posicionamento dinâmico”, 2012.
- Blount, D. L. Design of propeller tunnels for high-speed craft. In *Proceedings of 4th FAST Conference*, 1997.
- Carvalho, L. F. F. *Controle e Navegação de Navio para Apoio Oceânico*. Projeto final de graduação, Centro Federal de Educação Tecnológica Celso Suckow da Fonseca (CEFET/RJ), Nova Iguaçu, 2017.
- Cassandra, J. P. R. Método de estimativa de potência e especificação de sistema de propulsão azimutal para embarcações fluviais, 2019.
- Hohn, H. R. *Modelagem de uma Embarcação Autônoma Utilizando o Modelo Hardware-in-the-Loop-Simulation*. Projeto final de graduação, Centro Federal de Educação Tecnológica Celso Suckow da Fonseca (CEFET/RJ), Rio de Janeiro, 2023.
- (ITTC), I. T. T. C. Proceedings of the 8th international towing tank conference, ittc’57, 1957.
- Schindler, R. L. *Fundamentals of Machine Component Design*. Wiley, New York, 8th edition, 2011.
- SIMOS, A. Especialização em engenharia naval. Relatório Técnico, 2007.
- Siqueira, J. F. Projeto de um navio em escala dotado de posicionamento dinâmico. *Universidade Federal do Rio de Janeiro*, 2014.
- Ângelo Silva. Simulação numérica do escoamento em um túnel de cavitação. Master’s thesis, Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, São Paulo, Brasil, 2015.

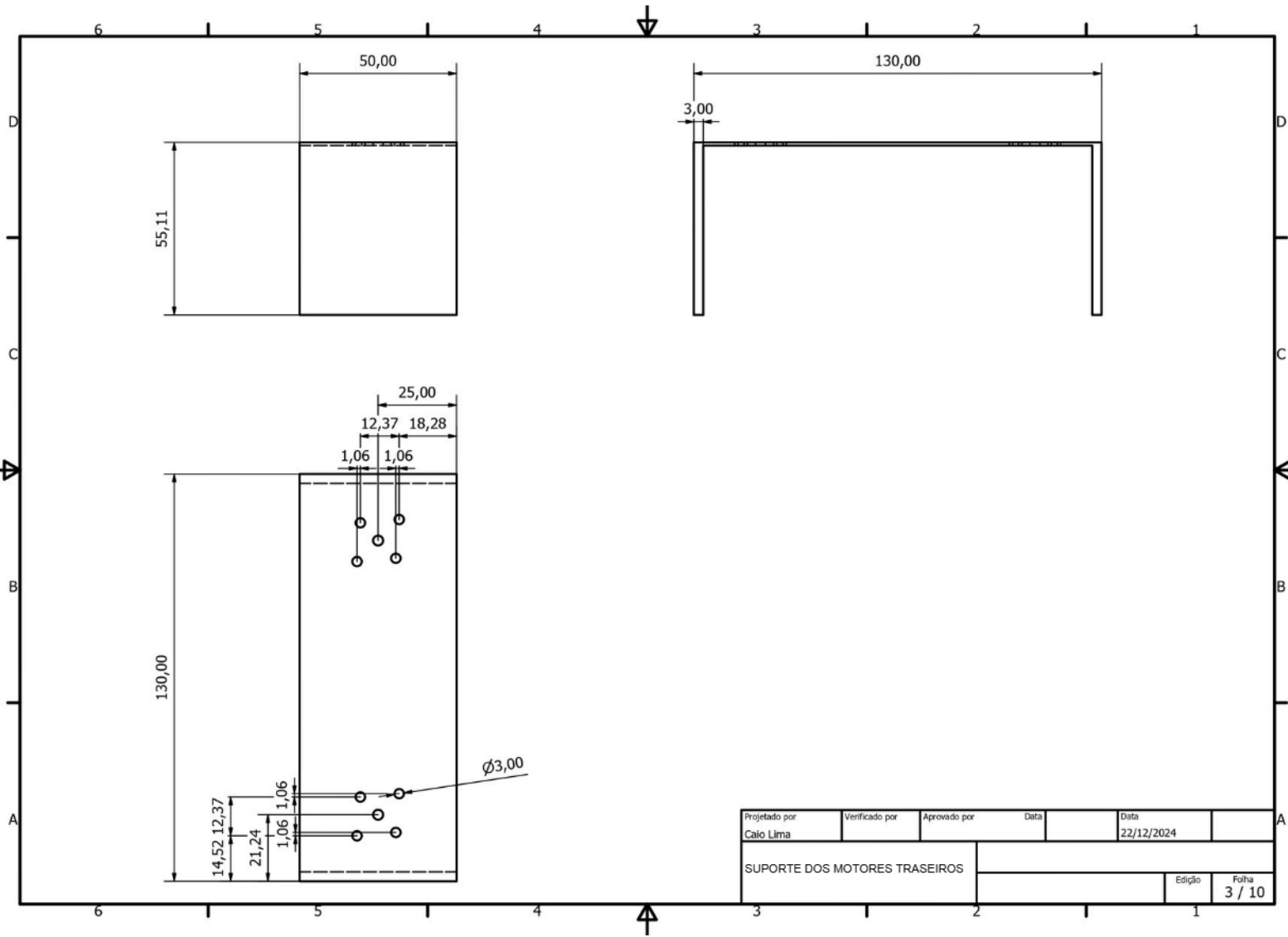
.1 Anexo 1: Vistas do Navio



.2 Anexo 1: Vistas do Navio

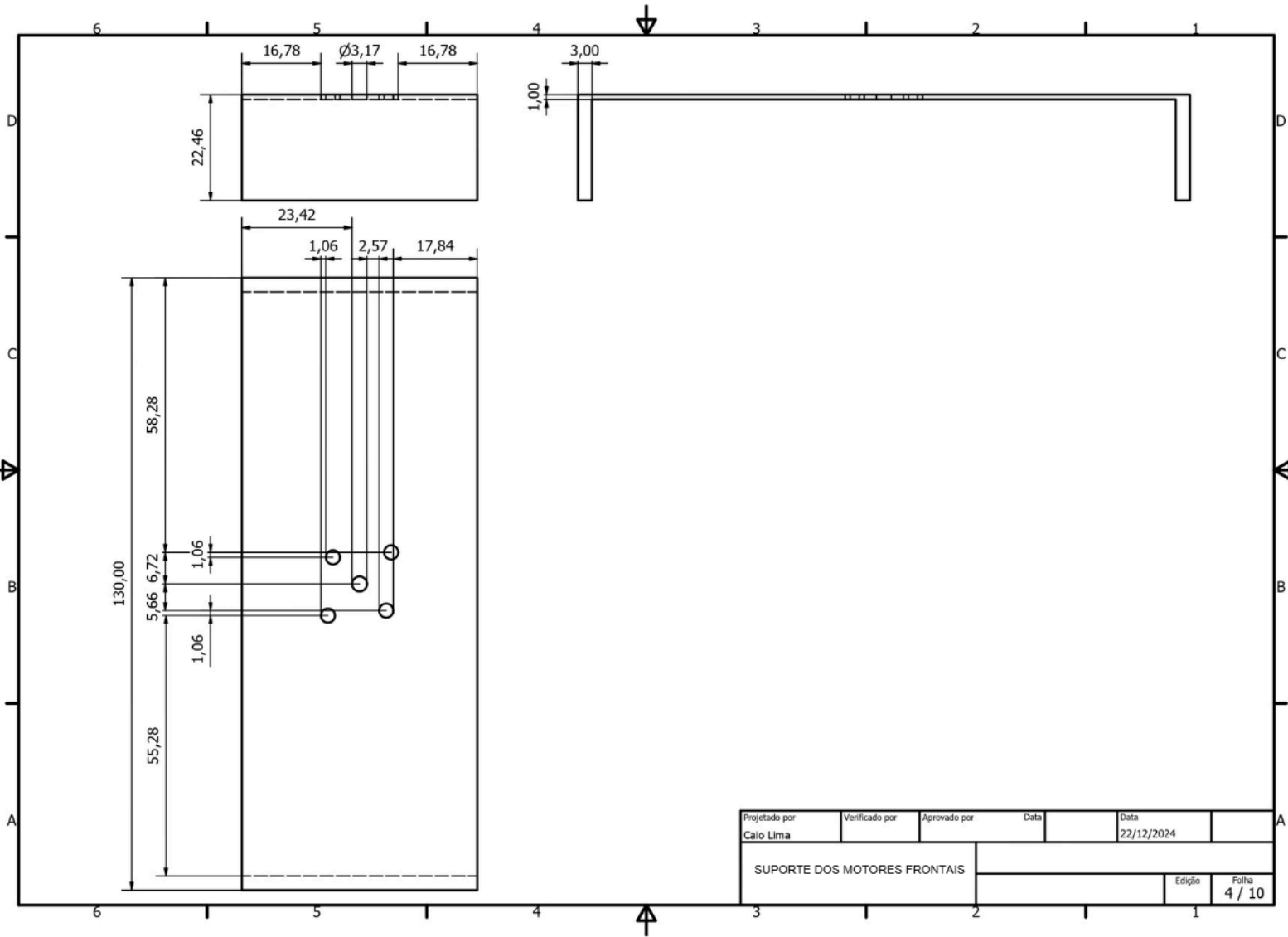


.3 Anexo 1: Vistas do Navio

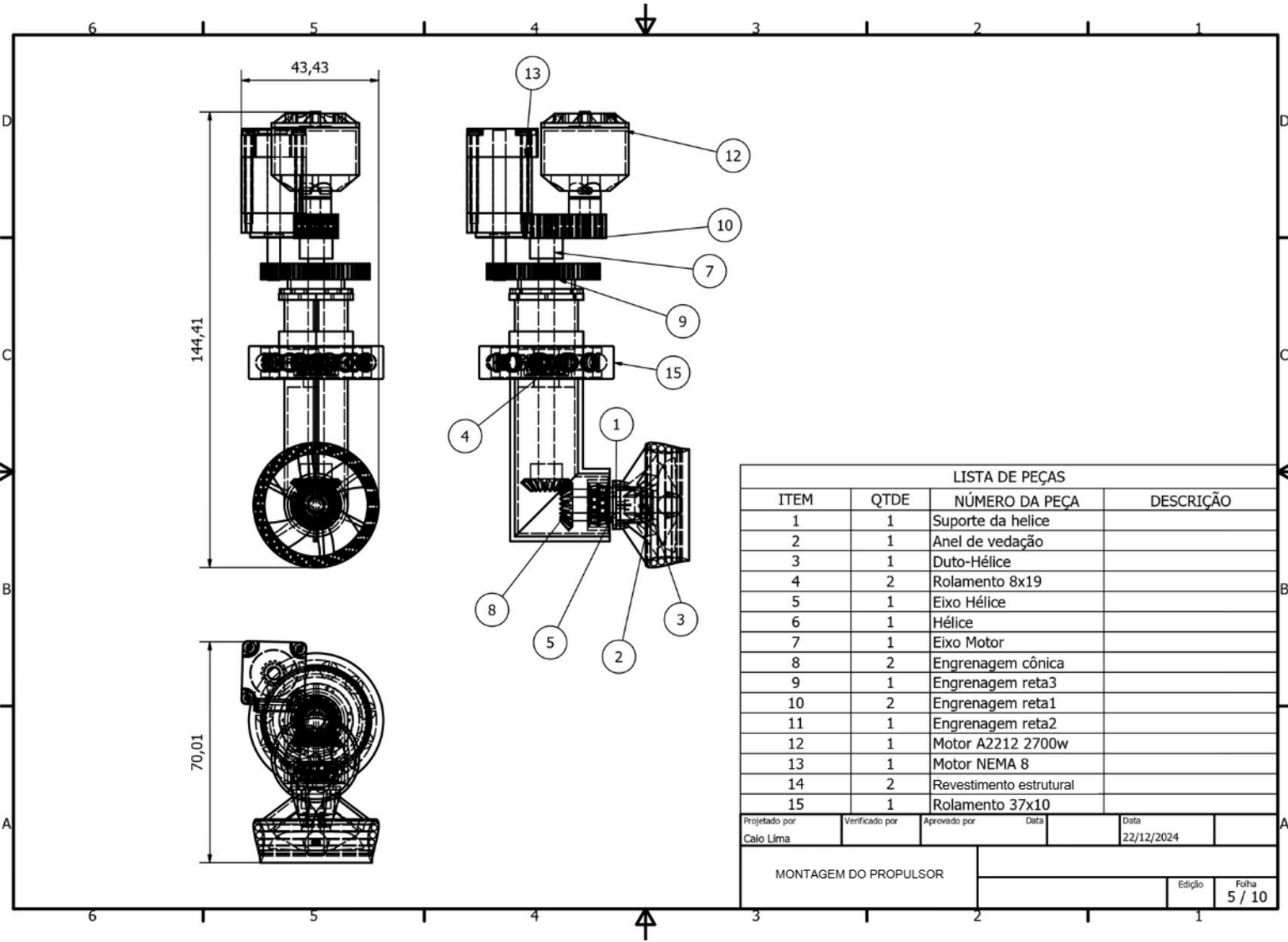


| | | | | |
|-------------------------------|----------------|--------------|--------|--------------------|
| Projetado por Caio Lima | Verificado por | Aprovado por | Data | Data 22/12/2024 |
| SUPORTE DOS MOTORES TRASEIROS | | | Edição | Folha 3 / 10 |

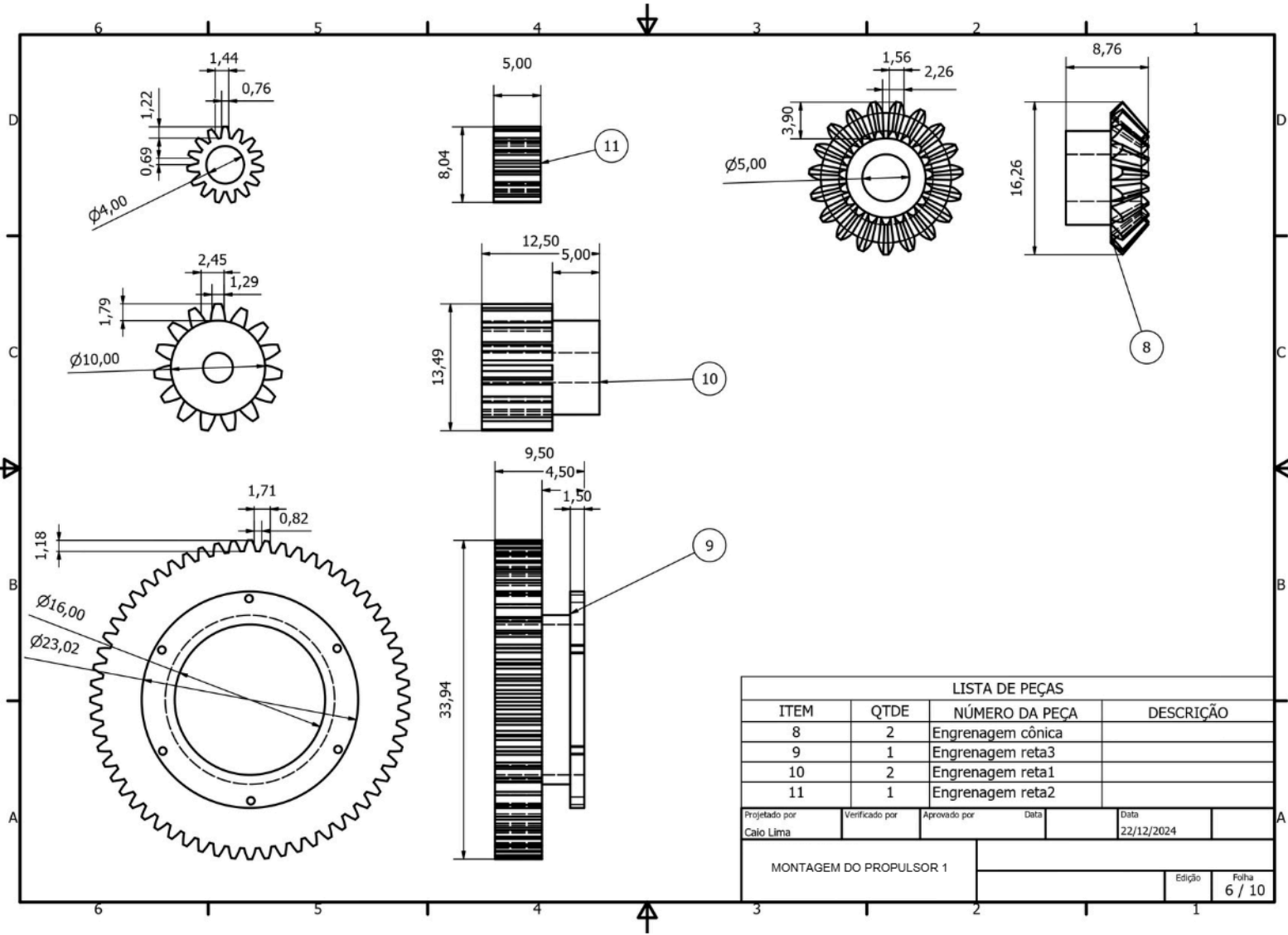
.4 Anexo 1: Vistas do Navio



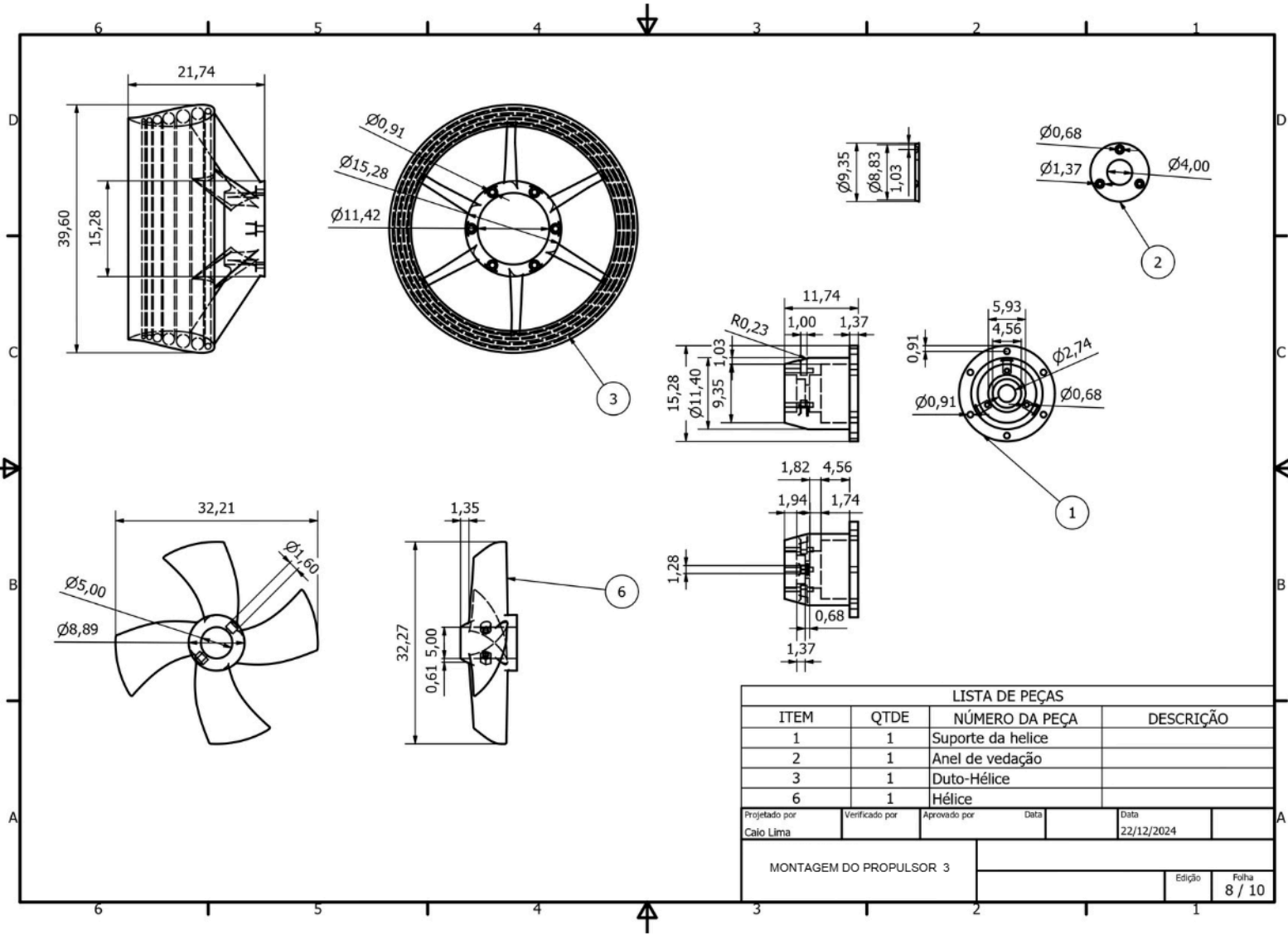
.5 Anexo 1: Vistas do Navio



.6 Anexo 1: Vistas do Navio

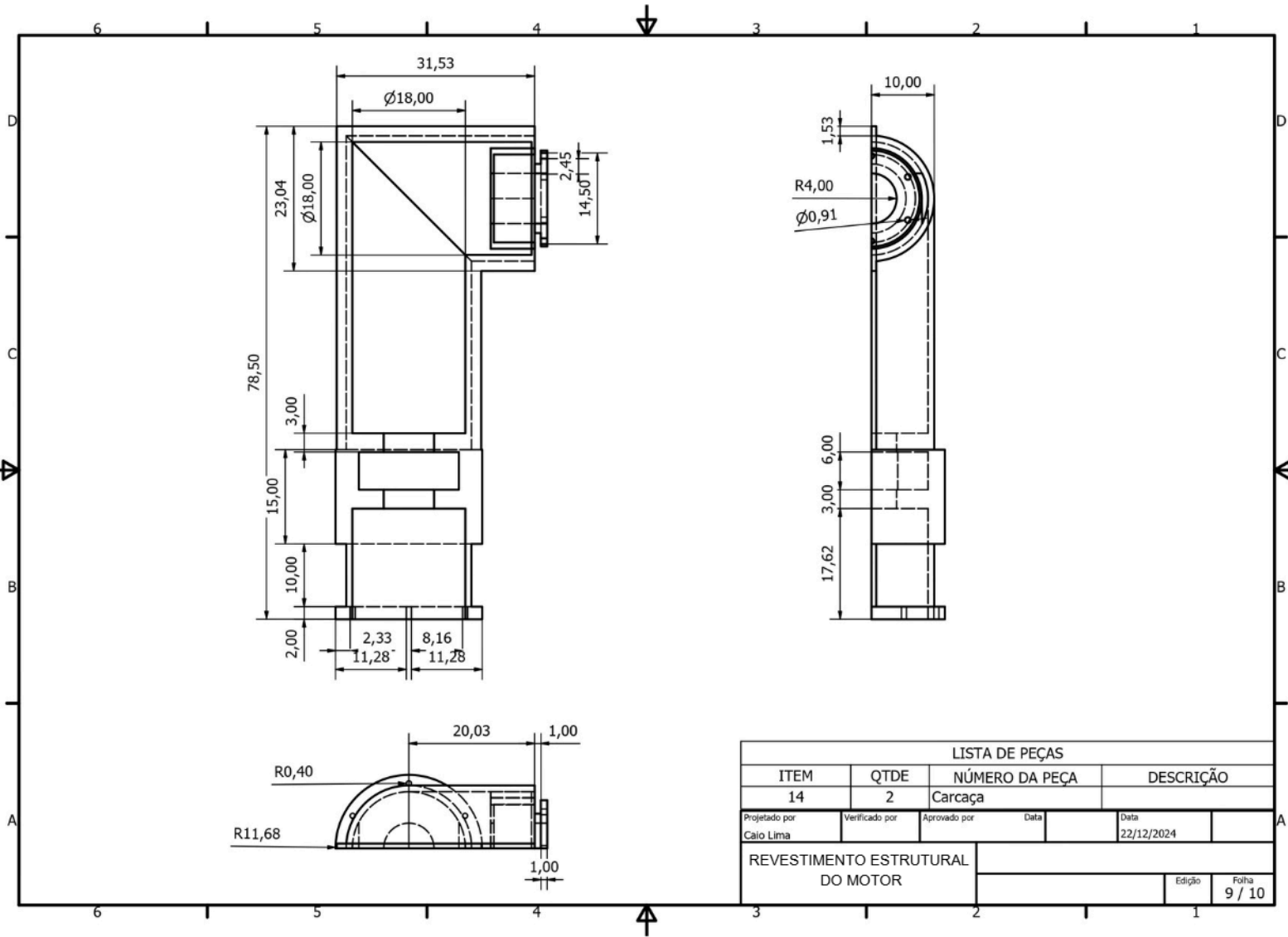


.8 Anexo 1: Vistas do Navio

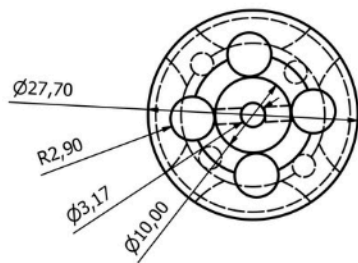
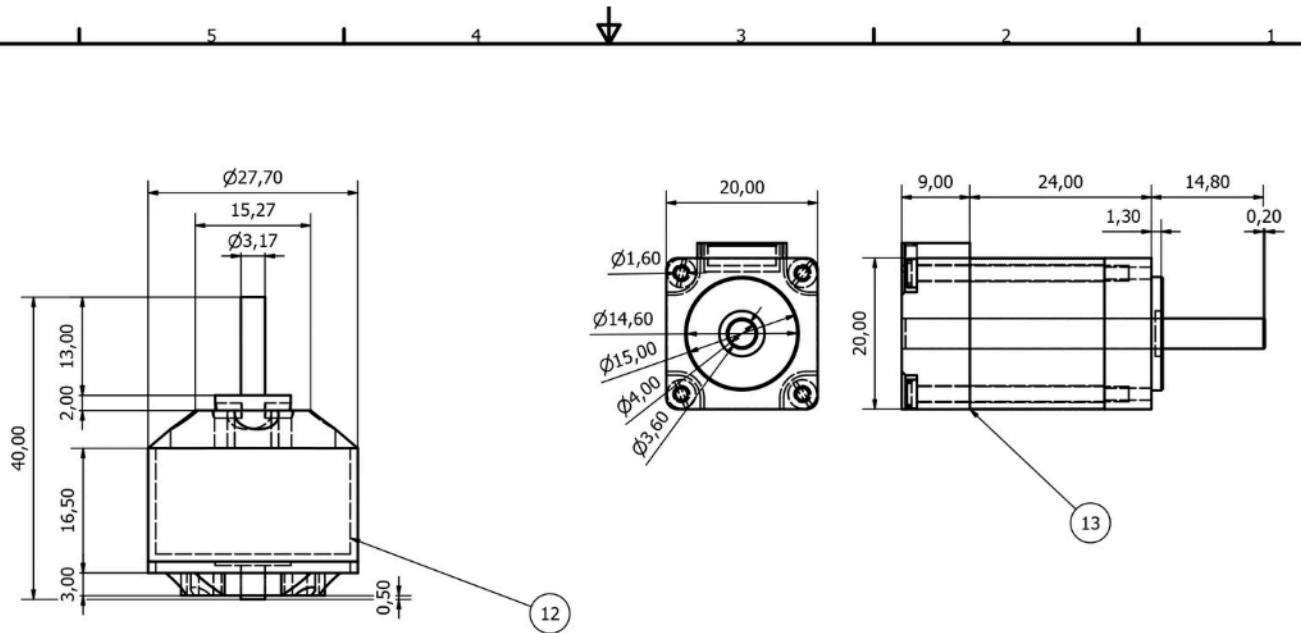


| LISTA DE PEÇAS | | | |
|-------------------------|------|-------------------|--------------|
| ITEM | QTDE | NÚMERO DA PEÇA | DESCRIÇÃO |
| 1 | 1 | Suporte da helice | |
| 2 | 1 | Anel de vedação | |
| 3 | 1 | Duto-Hélice | |
| 6 | 1 | Hélice | |
| Projeto por | | Verificado por | Aprovado por |
| Caio Lima | | | |
| | | Data | Data |
| | | | 22/12/2024 |
| MONTAGEM DO PROPULSOR 3 | | | |
| | | | Edição |
| | | | Folha |
| | | | 8 / 10 |

.9 Anexo 1: Vistas do Navio



.10 Anexo 1: Vistas do Navio



| LISTA DE PEÇAS | | | |
|----------------------------|----------------|-------------------|----------------------------|
| ITEM | QTDE | NÚMERO DA PEÇA | DESCRIÇÃO |
| 12 | 1 | Motor A2212 2700w | |
| 13 | 1 | Motor NEMA 8 | |
| Projetado por Caio Lima | Verificado por | Aprovado por | Data 22/12/2024 |
| MOTORES DO PROPULSOR | | | Edição Folha 10 / 10 |

.1 Anexo 2: Modelo Original Proposto

Apoio a Projetos de Pesquisa Institucionais a serem desenvolvidos nos Campi do CEFET/RJ

Edital APP-CAMPI 2012

Especificação Técnica

Modelo em Escala de um Navio de Apoio Oceânico dotado de Posicionamento Dinâmico

Autor: PROF. D.SC. ALEXANDRE ALVES SANTIAGO.

Instituição: Centro Federal de Educação Tecnológica Celso Suckow da Fonseca – CEFET/RJ – Unidade Nova Iguaçu

Nova Iguaçu / Brasil

Maio de 2012

.2 Anexo 2: Modelo Original Proposto

ÍNDICE

| | | |
|----------|--|-----------|
| 1 | TÍTULO DA ESPECIFICAÇÃO | 3 |
| 2 | DESCRIÇÃO DA EMBARCAÇÃO | 3 |
| 3 | MODELO EM ESCALA | 5 |
| 4 | PROPULSÃO DO MODELO | 6 |
| 5 | CONTROLE REMOTO DA EMBARCAÇÃO | 9 |
| 6 | TESTES DE ACEITAÇÃO E ENTREGA DO MODELO | 10 |
| 7 | CRONOGRAMA FÍSICO-FINANCEIRO | 11 |
| 8 | INFORMAÇÕES ADICIONAIS. | 12 |

.3 Anexo 2: Modelo Original Proposto

1 TÍTULO DA ESPECIFICAÇÃO

Especificação Técnica do Sistema de Propulsão de um Modelo em Escala de Navio de Apoio Oceânico dotado tudo e desenvolvimento de Ensaio de Posicionamento Dinâmico dotado de Posicionamento Dinâmico.

2 DESCRIÇÃO DA EMBARCAÇÃO

Trata-se de um Navio de Apoio Oceânico com as características apresentadas na Tabela 1

Tabela 1

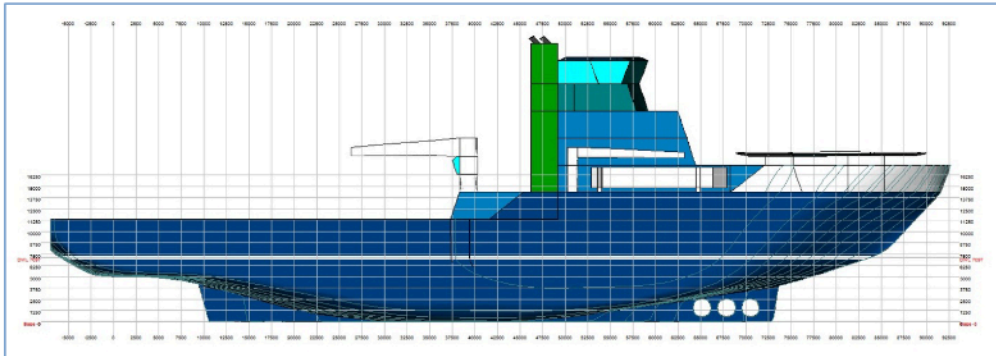
| Característica | Valor | Unidade |
|---|--------|---------|
| Comprimento de projeto | 83,000 | m |
| Comprimento Total | 99,708 | m |
| Boca de projeto | 23,250 | m |
| Boca total | 23,250 | m |
| Calado de projeto | 7,100 | m |
| Posição de meia nau | 41,500 | m |
| Densidade da água (Ensaio em tanque de água doce) | 1,000 | t/m3 |
| Coeficiente de apêndices | 1,000 | |
| Propriedades de volume | | |
| Volume deslocado | 8538,4 | m3 |
| Deslocamento | 8538,4 | Ton. |
| Comprimento na linha d'água | 89,563 | m |
| Boca na linha d'água | 23,250 | M |
| Coeficiente de bloco | 0,5775 | - |

.4 Anexo 2: Modelo Original Proposto

| | | |
|---|---------|----------------|
| Coeficiente prismático | 0,6231 | - |
| Coeficiente prismático vertical | 0,6544 | - |
| Área da superfície molhada | 2580,6 | m ² |
| Posição longitudinal do centro de carena (LCB) | 39,111 | m |
| Posição vertical do centro de carena (VCB) | 4,261 | m |
| Propriedades de meia nau | | |
| Área da seção mestra | 153,00 | m ² |
| Coeficiente de seção mestra | 0.9268 | - |
| Propriedades da área de linha d'água | | |
| Comprimento na linha d'água | 89,563 | m |
| Boca na linha d'água | 23,250 | m |
| Área da linha d'água | 1837,7 | m ² |
| Posição longitudinal do centro de flutuação da linha d'água | 36,004 | m |
| Ângulo de entrada | 25,928 | graus |
| Momento de inércia transversal | 74032 | m ⁴ |
| Momento de inércia longitudinal | 1025817 | m ⁴ |
| Estabilidade Inicial | | |
| Altura metacêntrica transversal | 12,931 | m |
| Altura metacêntrica longitudinal | 124,40 | m |
| Plano lateral | | |
| Área lateral | 507,72 | m ² |
| Posição longitudinal do centroide de área lateral | 40,981 | m |
| Posição vertical do centroide de área lateral | 3,759 | m |

.5 Anexo 2: Modelo Original Proposto

Figura 1 – Vista Lateral



O plano de linhas encontra-se em anexo a esta Especificação. Informações complementares podem ser obtidos mediante consulta ao e-mail alexandre.santiago@cefet-rj.br.

3 MODELO EM ESCALA

Este modelo deverá ser construído na Escala 1:60, ou para $\lambda=60$. A Tabela 2 apresenta a correspondência entre o modelo e a embarcação real para as diversas grandezas, considerando-se um fator de escala λ igual a 60.

Tabela 2

| Quantidade | Modelo | Real | Razão |
|--------------------|-------------------|----------------------|------------------|
| Dimensões Lineares | 1m | 60m | λ |
| Áreas | 1m ² | 3600m ² | λ^2 |
| Volumes | 1m ³ | 216000m ³ | λ^3 |
| Tempo | 1s | 7,746s | $\sqrt{\lambda}$ |
| Velocidades | 1m/s | 7,746s m/s | $\sqrt{\lambda}$ |
| Acelerações | 1m/s ² | 1m/s ² | 1 |

.6 Anexo 2: Modelo Original Proposto

| | | | |
|--|----------|-------------------------|--|
| Ângulos | 1 grau | 1 grau | 1 |
| Velocidades Angulares | 1 grau/s | 0.129 grau/s | $1/\sqrt{\lambda}$ |
| Forças [g=9,788m/s ²] | 1 Kg | 2114,208 Kn 216 tons | $\rho.g. \lambda^3$ $\rho. \lambda^3$ |
| Momentos [g=9,788m/s ²] | 1 Kg.m | 126852,48 KNm | $\rho.g. \lambda^4$ |

4 PROPULSÃO DO MODELO

Propulsão na Popa.

O modelo deverá ser dotado de dois (02) propulsores azimutais, **disponíveis no mercado internacional de nautimodelismo**, instalados na popa, com as seguintes características:

- Dois (02) Propulsores Azimutais com capacidade de giro em azimute MÍNIMA de 90 (noventa) graus para cada lado, com um deslocamento angular mínimo de 180 graus;
- Cada propulsor azimutal deverá possuir hélice de três ou quatro pás, com diâmetro igual ou maior que 50 (cinquenta) milímetros conforme mostrado na Figura 2 – Propulsor azimutal em escala com azimute de 360°
- A distância entre as peças de passagem de cada propulsor azimutal e a linha de base do modelo em escala não deverá exceder 83 milímetros, conforme mostrado na Figura 2 – Propulsor azimutal em escala com azimute de 360°
- Os hélices dos propulsores azimutais deverão girar dentro de um duto tipo Kort com diâmetro interno compatível com o diâmetro externo dos hélices;
- Os hélices dos propulsores azimutais deverão atingir uma rotação de até 2500 rpm, com uma potência de acionamento da ordem de 100W;

.7 Anexo 2: Modelo Original Proposto

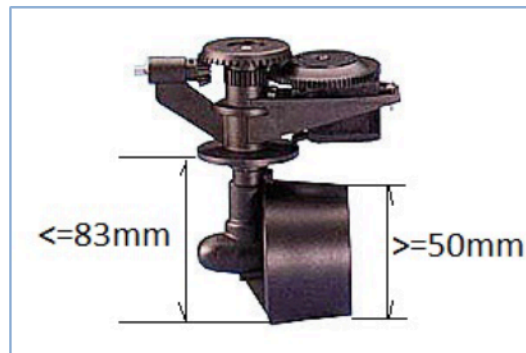


Figura 2 – Propulsor azimutal em escala com azimute de 360°



Figura 3 – Propulsor azimutal com azimute em quadrante de 90°

A Figura 3 – Propulsor azimutal com azimute em quadrante de 90° e a Figura 4 – Propulsor azimutal com azimute em 360°, mostram configurações alternativas.

.8 Anexo 2: Modelo Original Proposto



Figura 4 – Propulsor azimutal com azimute em 360°

A Figura 5 mostra como os propulsores azimutais devem ser instalados na popa do modelo em escala.

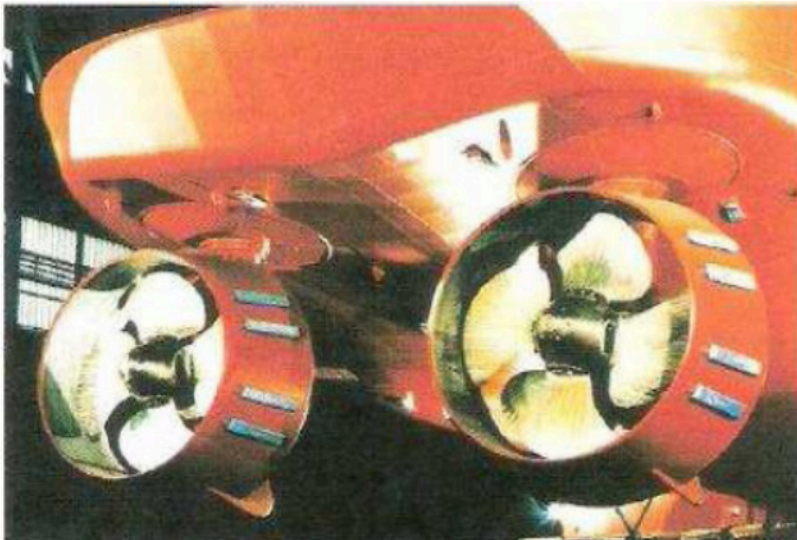


Figura 5 – Instalação de Azimutais na popa.

Propulsão na Proa.

O modelo apresenta três alojamentos para propulsores do tipo TUNEL na proa, na região da quilha. Será utilizado somente o alojamento mais a ré, devendo os dois primeiros, a partir da proa, serem fechados. O propulsor

.9 Anexo 2: Modelo Original Proposto

tipo túnel na proa deverá possuir dois hélices internos conforme ilustrado na Figura 6. A estanqueidade deve ser garantida por anéis de vedação do tipo "O-Rings".



Figura 6 – Modelo em Escala de Bow Thruster

O túnel será constituído por um tubo com diâmetro externo de 33mm e diâmetro interno de 30mm. Acionador deverá ser um motor CC com potência entre 50W e 100 W. As engrenagens deverão ser lubrificadas à água. O comprimento do alojamento do motor deverá ser igual ou menor que 50 mm. O comprimento total da tubulação deverá ser de cerca de 150 mm, devendo ser posteriormente cortado e ajustado para a adaptação ao casco na região de instalação. A altura total deve ser menor que 70 mm.

5 CONTROLE REMOTO DA EMBARCAÇÃO

O modelo deverá ser dotado de um Sistema de Rádio Controle (TX/RX) operando na frequência de 2.4 MHz com dez (10) canais, sendo que os seguintes canais possuem a alocação, a saber:

- Azimute do propulsor de boreste (± 90 graus no mínimo);
- Rotação do hélice de boreste (sentido horário ou anti-horário);
- Azimute do propulsor de bombordo (± 90 graus no mínimo);

.10 Anexo 2: Modelo Original Proposto

- Rotação do hélice de bombordo (sentido horário ou anti-horário);
- Bow Thruster (sentido horário ou anti-horário);
- Motor de azimute do propulsor de boreste (Liga-desliga);
- Motor de azimute do propulsor de bombordo (Liga-desliga);
- Motor de rotação do hélice do propulsor de boreste (Liga-desliga);
- Motor de rotação do hélice do propulsor de bombordo (Liga-desliga);
- Motor de Bow Thruster (Liga-desliga)

O modelo deverá ser fornecido com todos os servos e motores instalados.

6 TESTES DE ACEITAÇÃO E ENTREGA DO MODELO

- O modelo deverá ser submetido a teste de estanqueidade por um período de 24 horas na condição de flutuação no calado de projeto.
- O modelo deverá possibilitar a **adição e a remoção de lastro sólido de chumbo**, de tal forma a garantir a sua flutuação na marca de linha d'água correspondente ao calado de projeto, sem apresentar trim e nem banda permanente (inclinações em torno do eixo longitudinal e do eixo transversal da embarcação).
- O modelo deverá apresentar **estabilidade inicial transversal estática** com **Altura Metacêntrica GM**, distância entre o Centro de Gravidade G e o Metacentro M da embarcação em escala, **superior a 25 milímetros**. Esta verificação deverá ser feita por meio de **experiência de inclinação** com o modelo flutuando em tanque, deslocando-se um peso de cinco a dez por cento do peso da embarcação, no convés, de bombordo para boreste, e medindo-se a inclinação do modelo.
- O modelo deverá ser submetido a **teste funcional por rádio controle**, consistindo em

.11 Anexo 2: Modelo Original Proposto

- ligar e desligar todos os servos e motores;
- acionamento individual de cada propulsor azimutal em azimute no giro mínimo de 90° para cada bordo e na rotação nos dois sentidos dos hélices;
- acionamento individual do propulsor túnel nos dois sentidos de atuação.
- Execução de giro no ponto com o modelo e de manobras simples.
- O Modelo deverá ser entregue com **sobressalentes**, na forma, a saber: dois propulsores azimutais e respectivos motores e servos; um propulsor túnel e respectivo motor e servo.
- O modelo deverá ser entregue em **berço de transporte e armazenamento** com formato correspondente ao casco, dotado de roletes para deslocamento e de quatro olhais para levantamento, bem como de cintas para fixação e cabos para levantamento e transporte.
- O modelo deverá ser entregue com a **documentação de fabricação** e com os desenhos de fabricação no formato CAD em DVD, para possibilitar a posterior instalação de eletrônica embarcada pelo CEFET-RJ.

7 CRONOGRAMA FÍSICO-FINANCEIRO

O fornecedor deverá apresentar Cronograma Físico-Financeiro para o projeto, contendo, no mínimo, as seguintes etapas para eventos de pagamentos:

- a) Elaboração de Desenhos CAD do Modelo em Escala;
- b) Aquisição de Propulsores, Servo-atuadores, Motores, Baterias, Fontes, Rádio controle, Sobressalentes e Acessórios;
- c) Construção do Casco em Resina ou Fibra;
- d) Instalação de propulsores, servos, motores, baterias, fontes,

.12 Anexo 2: Modelo Original Proposto

- acessórios;
- e) Teste de Estanqueidade;
- f) Teste de Estabilidade Transversal Estática; e
- g) Teste funcional.

8 INFORMAÇÕES ADICIONAIS.

Para informações técnicas adicionais, entrar em contato com alexandre.santiago@cefet-rj.br .