

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
CENTRO TECNOLÓGICO DE JOINVILLE
CURSO DE ENGENHARIA NAVAL

GABRIEL MALHEIRO SASSE

PROJETO DE NAVIO PATRULHA FLUVIAL

Joinville

2026

GABRIEL MALHEIRO SASSE

PROJETO DE NAVIO PATRULHA FLUVIAL

Trabalho apresentado como requisito parcial para obtenção do título de bacharel em Engenharia Naval, no Curso de Engenharia Naval, do Centro Tecnológico de Joinville, da Universidade Federal de Santa Catarina.

Orientador: Dr. Thiago Pontin Tancredi

Joinville

2026

Malheiro Sasse, Gabriel

Projeto de navio patrulha fluvial / Gabriel Malheiro
Sasse ; orientador, Thiago Pontin Tancredi, 2026.

114 p.

Trabalho de Conclusão de Curso (graduação) -
Universidade Federal de Santa Catarina, Campus Joinville,
Graduação em Engenharia Naval, Joinville, 2026.

Inclui referências.

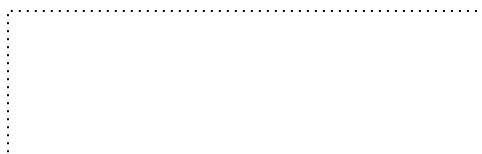
1. Engenharia Naval. 2. projeto de embarcação. 3. navio
militar. 4. navio fluvial. I. Pontin Tancredi, Thiago. II.
Universidade Federal de Santa Catarina. Graduação em
Engenharia Naval. III. Título.

Gabriel Malheiro Sasse

PROJETO DE NAVIO PATRULHA FLUVIAL

Este Trabalho de Conclusão de Curso foi julgado adequado para obtenção do título de bacharel e aprovado em sua forma final pelo Curso de Engenharia Naval

Joinville, 26 de junho de 2026.



Coordenação do Curso

Banca examinadora



Prof. Dr. Thiago Pontin Tancredi

Orientador



Prof. Dr. Ricardo Aurélio Quinhões Pinto

Universidade Federal de Santa Catarina



Prof. Dr. André Bergsten Mendes

Universidade de São Paulo

Joinville, 2026.

Dedico este trabalho ao R.M.S Titanic.

AGRADECIMENTOS

Gostaria de agradecer primeiramente à minha família, mãe, pai, avós, tios e irmão, que sempre me apoiaram em minhas decisões ao longo da vida que tornaram o sonho da engenharia naval possível com muito esforço e suor.

Agradeço às minhas amigas de Blumenau por me acompanharem a distância durante toda essa trajetória, sempre torcendo por mim e estando ali para ser meu apoio e motivação.

Um abraço a todos os meus colegas de faculdade que enfrentaram os desafios e alegrias da UFSC comigo e me ajudaram a chegar ao final deste ciclo, em especial os colegas de laboratório com os quais trabalhei no último ano.

Agradeço ao CNPQ e à Marinha do Brasil por financiarem este projeto e torná-lo possível em primeiro lugar.

Um agradecimento especial ao professor Thiago Pontin, que abriu as portas de seu laboratório para mim e me possibilitou expandir meus conhecimentos e habilidades, além de me encontrar como engenheiro em um momento da minha vida no qual me encontrava desacreditado com a possibilidade de felicidade e sucesso no meio naval. Também agradeço por ter me orientado ao longo deste projeto e compartilhado de seu tempo e esforço para ajudar a me tornar um melhor profissional.

RESUMO

A Marinha do Brasil atua na região da bacia amazônica para fiscalização, proteção e auxílio das populações ribeirinhas. Por ser uma região de locomoção restrita ao meio naval, essa atuação se dá utilizando navios patrulha, sendo necessária a construção de embarcações adequadas para tais operações. Diante dessa realidade, é fundamental desenvolver soluções específicas que atendam às exigências dessas operações. Inserido neste contexto e baseado no conceito de Espiral de Evans, este trabalho apresenta um projeto de navio patrulha fluvial que atende às demandas de operação da Marinha do Brasil para sua atuação na região amazônica. Será feito um levantamento de embarcações semelhantes para criar dez modelos de navios diferentes, sendo calculados e definidos, para cada modelo apresentado, resistência ao avanço, pesos e centros, critérios de estabilidade, arranjo interno, propulsão e motorização. Um processo de tomada de decisão será utilizado para escolher o modelo mais adequado. O navio projetado apresenta comprimento total de 45,0 m e comprimento na linha d'água de 41,825 m, com boca de 9,0 m, calado de 1,3 m, pontal de 3,0 m, e deslocamento de 284,399 t. Seus coeficientes de forma resultaram em: C_b de 0,567, C_p de 0,749, C_m de 0,757 e C_{wp} de 0,892, Fr de 0,355, além de posições de LCB e LCF em 20,306 m e 18,765 m, respectivamente. A resistência ao avanço varia de 34,85 kN a 12 nós até 99,55 kN a 16 nós. O navio possui uma autonomia de 20 dias na velocidade de operação de 14 nós. Em termos de pesos, o navio possui peso leve de 234 t e porte bruto de 48,81 t. A estabilidade inicial indica um GMt de 3,598 m e ângulo de máximo braço de endireitamento de 31,8°. O sistema propulsivo conta com potência total instalada de 1.645,59 kW distribuída em três propulsores.

Palavras-chave: projeto naval; patrulha fluvial; Marinha do Brasil.

ABSTRACT

The Brazilian Navy operates in the Amazon basin region to perform surveillance, protection, and support for riverside populations. As this is a region where transportation is largely restricted to waterways, such operations rely on patrol vessels, making it necessary to develop ships suitable for these conditions. In this context, it is essential to create specific solutions that meet the operational requirements of these missions. Within this framework and based on the Evans Spiral concept, this work presents the design of a river patrol vessel that meets the operational demands of the Brazilian Navy in the Amazon region. A survey of similar vessels will be conducted to generate ten different ship models. For each model, resistance to advance, weights and centers, stability criteria, internal arrangement, propulsion, and machinery will be calculated and defined. A decision-making process will then be applied to select the most suitable model. The designed vessel has an overall length of 45.0 m and a waterline length of 41.825 m, with a beam of 9.0 m, draft of 1.3 m, depth of 3.0 m, and a displacement of 284.399 t. Its form coefficients are: block coefficient (C_b) of 0.567, prismatic coefficient (C_p) of 0.749, midship section coefficient (C_m) of 0.757, waterplane area coefficient (C_{wp}) of 0.892, and a Froude number (Fr) of 0.355. The longitudinal center of buoyancy (LCB) and longitudinal center of flotation (LCF) are located at 20.306 m and 18.765 m, respectively. The resistance to advance ranges from 34.85 kN at 12 knots to 99.55 kN at 16 knots. The vessel has an endurance of 20 days at an operating speed of 14 knots. In terms of weights, the vessel has a lightship weight of 234 t and a deadweight of 48.81 t. Initial stability results indicate a metacentric height (GMt) of 3.598 m and a maximum righting arm angle of 31.8°. The propulsion system has a total installed power of 1,645.59 kW distributed among three propellers.

Keywords: naval design; riverboat patrol; Brazilian Navy.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Espiral de projeto	21
Figura 2 – Divisão de sistemas de peso.....	24
Figura 3 – Matriz de influência	29
Figura 4 – Espiral de projeto	30
Figura 5 – Relação L/B.....	31
Figura 6 – Relação B/T	32
Figura 7 – Relação Δ/T	33
Figura 8 – Fluxograma de geração de embarcações	34
Figura 9 – Equação de estimativa de resistência ao avanço	35
Figura 10 – Embarcações modeladas	40
Figura 11 – Arranjo 1	42
Figura 12 – Arranjo 2.....	43
Figura 13 – Arranjo 3.....	45
Figura 14 – Arranjo 4.....	46
Figura 15 – Arranjo 5.....	48
Figura 16 – Divisão de pesos dos modelos.....	51
Figura 17 – Distribuição de pesos do modelo 9	58
Figura 18 – Distribuição de pesos do modelo 10	59
Figura 19 – Curvas de endireitamento	61
Figura 20 – Comparação do caso 4	62
Figura 21 – Séries sistemáticas de propulsão.....	65
Figura 22 – Representação polinomial dos coeficientes K_T e K_Q do hélice	66
Figura 23 – Curvas do propulsor para 12, 14 e 16 nós	68
Figura 24 – Critério de cavitação de Burril.	70
Figura 25 – Etapas para o cálculo de potência instalada do motor	71
Figura 26 – Pontos de operação do motor	75
Figura 27 – Curvas de comprimento alagável.....	77
Figura 28 – Polinômio interpolador da resistência.....	78
Figura 29 – Curva de giro.....	83
Figura 30 – Pesos distribuídos ao longo do navio	84

Figura 31 – Envoltória 10% DWT	86
Figura 32 – Envoltória tipo 2, 10% DWT	86
Figura 33 – Envoltória 100% DWT	87
Figura 34 – Envoltória tipo 2, 100% DWT	87
Figura 35 – Modelo de reforçador utilizado	90
Figura 36 – Características da seção mestra	90
Figura 37 – Seção mestra do navio.....	91
Figura 38 – Pontos de análise de composição de tensões	94

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Metodologia de projeto	20
Tabela 2 – Requisitos dimensionais	26
Tabela 3 – Requisitos de áreas	26
Tabela 4 – Requisitos de capacidade	27
Tabela 5 – Requisitos de desempenho	28
Tabela 6 – Pontes da bacia amazônica	28
Tabela 7 – Requisitos de desempenho	30
Tabela 8 – Embarcações aprovadas	37
Tabela 9 – Características dimensionais dos modelos	39
Tabela 10 – Áreas do arranjo 1	42
Tabela 11 – Áreas do arranjo 2	43
Tabela 12 – Áreas do arranjo 3	45
Tabela 13 – Áreas do arranjo 4	47
Tabela 14 – Áreas do arranjo 5	48
Tabela 15 – Validação do método de Radjocic	49
Tabela 16 – Resistência ao avanço dos modelos de embarcação	49
Tabela 17 – Resistências e potências requeridas dos modelos	50
Tabela 18 – Modelos de motores escolhidos	51
Tabela 19 – Peso leve dos modelos	56
Tabela 20 – Cálculo de porte bruto	57
Tabela 21 – Pesos e centros dos modelos 9 e 10	57
Tabela 22 – Estabilidade inicial dos modelos 9 e 10	59
Tabela 23 – Verificação dos critérios de estabilidade	60
Tabela 24 – Análise de estabilidade	62
Tabela 25 – Parâmetros do propulsor selecionado	68
Tabela 26 – Resultado dos cálculos de potência	73
Tabela 27 – Dados do motor	74
Tabela 28 – Parada inercial para 14 nós	79
Tabela 29 – Parada inercial para 16 nós	80
Tabela 30 – Parada brusca para 14 nós	80
Tabela 31 – Parada brusca para 16 nós	81

Tabela 32 – Análise de manobrabilidade	83
Tabela 33 – Tensões Normais	86
Tabela 34 – Espaçamentos dos reforçadores	89
Tabela 35 – Espessura das chapas	89
Tabela 36 – Verificação do módulo de seção dos reforçadores	90
Tabela 37 – Tensões Normais	92
Tabela 38 – Tensões Cisalhantes	92
Tabela 39 – Tensões secundárias para 100% DWT	93
Tabela 40 – Tensões secundárias para 10% DWT	93
Tabela 41 – Tensões terciárias	94
Tabela 42 - Composição de tensões notáveis.....	95

LISTA DE SÍMBOLOS

A – Área de carregamento de projeto [m^2]
B – Boca máxima [m]
BM – Raio metacêntrico [m]
CB – Coeficiente de bloco
CM – Coeficiente da seção mestra
CP – Coeficiente prismático
CW – Coeficiente de onda
CWP – Coeficiente do plano de flutuação
D – Pontal [m]
DWT – Porte bruto [t]
ES – Numeral E
 $\text{Fn}\nabla$ – Número de Froude volumétrico
g – Aceleração da gravidade [m/s^2]
GM – Altura metacêntrica [m]
KB – Altura do centro de empuxo [m]
KG – Altura do centro de gravidade [m]
LCB – Centro de flutuação longitudinal [m]
LCF – Centro do plano de flutuação [m]
LOA – Comprimento total [m]
LWL – Comprimento na linha d'água [m]
LWT – Peso leve [t]
M – Momento fletor [$\text{kN}\cdot\text{m}$]
n – Número de cascos
NWTB – Número de anteparas estanques
p – Pressão máxima no painel [kN/m^2]
s – Espaçamento entre reforçadores [mm]
S1 – Área do fundo [m^2]
S2 – Área dos costados [m^2]
S3 – Área do deck [m^2]

S4 – Área das anteparas [m²]
Sf – Fator de serviço
SR – Área total reduzida [m²]
t – Espessura do laminado [mm]
T – Calado [m]
TCG – CG transversal [m]
VCGi – Posição vertical dos pesos [m]
VMÁX – Velocidade máxima [nós]
W100 – Peso do casco [t]
W100 – Peso da superestrutura [t]
W250 – Peso dos motores [t]
W300 – Sistema elétrico [t]
W400 – Equipamentos eletrônicos [t]
W500 – Máquinas auxiliares [t]
W600 – Outfit [t]
W700 – Peso dos Sistemas Especiais [t]
∇ – Deslocamento volumétrico [m³]
Δ – Deslocamento [t]
ηT – Eficiência de transmissão
ηE – Eficiência do eixo
ηC – Eficiência do casco
ηPr – Eficiência do propulsor
ηP – Eficiência propulsiva total
v – Coeficiente de Poisson
ρ – Densidade da água [t/m³]

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO	13
1.1. OBJETIVOS	14
1.1.1. Objetivo Geral.....	14
1.1.2. Objetivos Específicos	14
2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA.....	15
2.1. MARINHA DO BRASIL.....	15
2.2. ETAPAS DE PROJETO	16
2.2.1. Projeto Conceitual.....	17
2.2.2. Projeto Preliminar	17
2.2.3. Projeto Contratual	18
2.2.4. Detalhamento.....	19
2.3. METODOLOGIA DE PROJETO.....	19
2.4. MATRIZ DE INFLUÊNCIA.....	20
2.5. ESPIRAL DE EVANS	20
2.6. EMBARCAÇÕES SEMELHANTES.....	22
2.7. ESTIMATIVA DE RESITÊNCIA AO AVANÇO	22
2.8. ESTIMATIVA DE PESOS E CENTROS.....	23
3. PROJETO CONCEITUAL.....	26
3.1. REQUISITOS DO ARMADOR.....	26
3.2. MATRIZ DE INFLUÊNCIA E ESPIRAL DE PROJETO	28
3.3. ANÁLISE DE EMBARCAÇÕES SEMELHANTES.....	30
3.3.1. Relação Boca - Comprimento (L/B)	31
3.3.2. Relação Boca - Calado (B/T).....	32
3.3.3. Relação Deslocamento – Calado (Δ/T)	32
3.4. GERAÇÃO DE EMBARCAÇÕES.....	33
3.5. RESISTÊNCIA AO AVANÇO	34
3.6. ESTABILIDADE INICIAL	36
3.7. CRITÉRIOS DE SELEÇÃO	37

4. PROJETO PRELIMINAR – PRIMEIRA ITERAÇÃO NA ESPIRAL	39
4.1. DESENHO DE CASCO	39
4.2. ARRANJO	41
4.2.1. Arranjo 1.....	41
4.2.2. Arranjo 2.....	43
4.2.3. Arranjo 3.....	44
4.3.4. Arranjo 4.....	46
4.2.5. Arranjo 5.....	47
4.3. RESISTÊNCIA AO AVANÇO	49
4.4. PESOS E CENTROS	51
4.4.1. Peso Leve.....	51
<u>4.4.1.1. Peso Estrutural.....</u>	<u>52</u>
<u>4.4.1.2. Peso do Sistema Propulsivo.....</u>	<u>54</u>
<u>4.4.1.3. Peso do Sistema de Energia Elétrica</u>	<u>54</u>
<u>4.4.1.4. Peso dos Equipamentos Eletrônicos</u>	<u>54</u>
<u>4.4.1.5. Peso das Máquinas Auxiliares</u>	<u>54</u>
<u>4.4.1.6. Peso de Outfit.....</u>	<u>55</u>
<u>4.4.1.7. Peso dos Sistemas Especiais</u>	<u>55</u>
<u>4.4.1.1. Peso dos Demais Componentes</u>	<u>55</u>
4.4.2. Porte Bruto.....	56
4.4.3. Pesos e Centros	57
4.5. ESTABILIDADE INTACTA	59
4.5.1. Estabilidade Inicial	59
4.5.2. Estabilidade a Grandes Ângulos	60
4.5.3. Expansão da Análise de Estabilidade	62
5. PROJETO PRELIMINAR – SEGUNDA ITERAÇÃO NA ESPIRAL.....	64
5.1. SELEÇÃO DE PROPULSOR.....	64
5.1.1. Série de Wageningen	65
5.1.2. Determinação dos coeficientes.....	66
5.1.3. Diagrama de águas livre J de operação e eficiência do hélice	67
5.1.4. Cavitação	68
5.2. INTEGRAÇÃO CASCO-HÉLICE-MOTOR	70
5.3. ESTABILIDADE AVARIADA.....	75
5.4. MANOBRA	77

5.4.1. Parada simples	79
5.4.2. Parada brusca.....	80
5.4.3. Projeto de leme.....	81
5.4.4. Raio de giro.....	81
5.5. PROJETO ESTRUTURAL.....	83
5.5.1. Cálculo de momento fletor e força cortante	84
5.5.2. Determinação da seção mestra por norma	87
5.5.3. Tensões primárias.....	91
5.5.4. Tensões secundárias.....	92
5.5.5. Tensões terciárias.....	93
5.5.6. Composição de tensões	94
6. CONCLUSÃO	96
REFERÊNCIAS.....	99
APÊNDICE A – EMBARCAÇÕES SEMELHANTES.....	102
APÊNDICE B – RELAÇÕES DIMENSIONAIS DAS EMBARCAÇÕES SEMELHANTES	104
APÊNDICE C – GRÁFICOS DE TENSÕES	105
ANEXO A – MODELO INDEPENDENTE DE VELOCIDADE	109

1. INTRODUÇÃO

O Brasil é um país de abundantes recursos hídricos, possuindo uma das mais amplas, diversificadas e extensas redes fluviais de todo o mundo. Tamanha área necessita de apropriada fiscalização, proteção e atuação por parte do governo brasileiro, para isso a Marinha do Brasil atua na defesa da pátria e salvaguarda dos interesses nacionais, no mar e em águas interiores, em sintonia com os anseios da sociedade (Brasil, 2017).

A maior extensão navegável do Brasil, com cerca de 25 mil quilômetros, está na região hidrográfica amazônica, onde o transporte local restringe-se ao meio naval. Em função disso, a Marinha do Brasil usa navios patrulha para controlar o delta do Rio Amazonas, garantir as linhas de comunicação fluviais da região e prestar apoio aos órgãos de segurança pública na repressão a crimes transfronteiriços e ambientais (Brasil, 2024).

Dessa forma, faz-se necessária a construção de embarcações capazes de exercer as funções requeridas, cabendo ao engenheiro naval a responsabilidade por tal projeto. Projetar navios é uma tarefa que envolve uma série de passos e considerações e que, em uma abordagem moderna, considera o navio como um sistema complexo integrado por diversos subsistemas e componentes, todos servindo às funções do navio (Papanikolaou, 2014).

Por se tratar de um navio militar, Papanikolaou (2014) afirma que existem critérios adicionais aos navios tradicionais, relacionados ao cumprimento de missões sob condições operacionais e ambientais específicas, dentro do quadro de necessidades associados a defesa nacional de um país. Tais como, tipo de embarcação, tipo e quantidade de munição carregada, número de tripulantes, tempo de atuação, velocidade mínima e reforços estruturais para proteção adicional (Papanikolaou, 2014). Além disso, o projeto de um navio deve ser cuidadosamente realizado seguindo as diretrizes específicas do armador e da legislação vigente a fim de apresentar resultados viáveis para operar nas condições exigidas.

Em função disso, apresenta-se neste trabalho o desenvolvimento do projeto conceitual e preliminar de um navio patrulha fluvial para a Marinha do Brasil, utilizando-se a abordagem da Espiral de Evans (Evans, 1959) para gerir as diferentes etapas de projeto. Dez projetos serão criados nos programas Rhinoceros, Maxsurf e

Excel, aplicando-se uma abordagem paramétrica para identificar quais características são viáveis ou não, diante das demandas pretendidas. As embarcações consideradas inviáveis serão removidas ao longo da espiral de projeto, selecionando-se aquelas restantes que melhor se enquadrem aos critérios de projeto.

1.1. OBJETIVOS

1.1.1. Objetivo Geral

Criar um projeto conceitual e preliminar de navio patrulha fluvial para atuar na bacia amazônica.

1.1.2. Objetivos Específicos

- Definir os requisitos e necessidades do projeto pelo armador;
- Especificar as dimensões principais da embarcação com base na análise de embarcações semelhantes;
- Modelar 10 diferentes geometrias de cascos;
- Apresentar modelos matemáticos para cálculos de resistência ao avanço, pesos e estabilidade para as 10 versões de embarcação;
- Caracterizar o arranjo interno das 10 embarcações modeladas;
- Selecionar o sistema de propulsão a ser utilizado;
- Verificar as condições de manobra da embarcação;
- Avaliar as tensões atuantes na seção mestra projetada;
- Indicar qual das embarcações modeladas é o projeto adequado para atender a demanda.

2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

O desenvolvimento de uma embarcação deve partir da compreensão das necessidades e expectativas do futuro operador, pois são essas demandas que orientam as decisões quanto ao tipo de embarcação, dimensões principais, capacidades e funcionalidades. Neste capítulo, o armador e o tipo de navio que pretende obter são apresentados para, em seguida, iniciar a elaboração do projeto. Para estruturar esse processo complexo, utilizou-se uma metodologia em espiral a fim de permitir revisões sucessivas, identificar interdependências entre sistemas e promover a otimização progressiva do projeto.

2.1. MARINHA DO BRASIL

A Marinha do Brasil (Brasil, 1999) é uma instituição nacional permanente e regular, sob a autoridade suprema do Presidente da República, e destina-se à defesa da Pátria, à garantia dos poderes constitucionais e, por iniciativa de qualquer destes, da lei e da ordem. A Marinha do Brasil tem como atribuições: orientar e controlar a Marinha Mercante em assuntos relacionados à defesa nacional, garantir a segurança da navegação, contribuir para políticas voltadas ao uso do mar, fiscalizar o cumprimento das leis e regulamentos marítimos e fluviais em coordenação com outros órgãos governamentais e cooperar com autoridades federais na repressão de crimes de repercussão nacional ou internacional ligados ao uso do mar, águas interiores e áreas portuárias, prestando apoio logístico, de inteligência, comunicações e instrução (Brasil, 1999).

Na região hidrográfica amazônica, onde o transporte local restringe-se ao meio naval, a Marinha do Brasil atua para controlar o delta do Rio Amazonas, garantir as linhas de comunicação fluviais da região e prestar apoio aos órgãos de segurança pública na repressão a crimes transfronteiriços e ambientais. Essa atuação se dá através de navios patrulha fluviais, da classe Pedro Teixeira e da classe Roraima (Brasil, 2024).

Um navio patrulha é uma embarcação naval de categoria militar relativamente pequena, projetada para defesa costeira, segurança de fronteiras ou operações de fiscalização e aplicação da lei. Segundo Watson (1998), navios militares podem ser

designados para executar uma ampla variedade de tarefas, que vão desde operações totalmente pacíficas até aquelas realizadas em situações de hostilidade total, tais como (Watson, 1998):

- Ajuda humanitária e operações de busca e salvamento;
- Combate ao contrabando;
- Apoio às autoridades civis;
- Proteção e policiamento de zonas econômicas;
- Operações antipirataria;
- Monitoramento de forças hostis ou potencialmente hostis.

Com as características de operação da embarcação definidas, o projeto é formulado juntamente por subsistemas inerentes ao navio, que independem sua função, como subsistemas para armazenamento e manuseio de carga, geração de energia/potência e propulsão do navio, acomodação de tripulação/passageiros e navegação da embarcação (Papanikolaou, 2014). Esse processo é subdividido em etapas, facilitando o gerenciamento e planejamento do projeto (Lamb, 2003).

2.2. ETAPAS DE PROJETO

O principal objetivo do projeto de uma embarcação, além da elaboração das informações necessárias à sua construção, consiste em atender aos requisitos estabelecidos pelo armador com o menor custo possível. A compreensão plena desses requisitos é essencial para o desenvolvimento de especificações de projeto adequadas e constitui a base fundamental para a entrega de uma embarcação eficiente e bem-sucedida em operação, capaz de atender integralmente às necessidades do armador (Lamb, 2003).

O processo de projeto naval é dividido em etapas em função da natureza das atividades envolvidas e com o intuito de otimizar a distribuição dos esforços da equipe de projeto. Ademais, o gerenciamento do desenvolvimento da embarcação torna-se mais eficiente quando o trabalho é organizado em fases separadas por intervalos, permitindo a realização de revisões técnicas, bem como o planejamento e a preparação para as etapas subsequentes (Lamb, 2003).

Papanikolaou (2014) divide o projeto de uma embarcação nas quatro etapas listadas:

- Conceitual;
- Preliminar;
- Contratual;
- Detalhamento.

O projeto de navio patrulha, apresentado neste trabalho abrange as duas primeiras, conceitual e preliminar, visto que as duas posteriores, contratual e detalhamento são destinadas às especificações do processo de construção da embarcação.

2.2.1. Projeto Conceitual

O projeto conceitual deve esclarecer os requisitos do armador, isto é, a missão do navio e os principais atributos de desempenho exigidos, que refletem no equilíbrio desejado entre capacidade e custo. Normalmente, vários ciclos de síntese e análise são realizados, intercalados por interações com o armador, durante as quais o conjunto de opções estudadas é progressivamente reduzido (Lamb, 2003).

Na realização do projeto conceitual são feitas estimativas preliminares das dimensões básicas do navio, como o comprimento (L), boca (B), altura de costado (D), calado (T), coeficiente de bloco (CB), potência propulsora (PB), gerando soluções alternativas para o projeto através de um estudo paramétrico (Papanikolaou, 2014). Também se verifica a viabilidade de cada combinação de parâmetros comparando os custos, desempenho e riscos de cada alternativa, identificando as soluções viáveis e descartando as que não atendem aos requisitos (Lamb, 2003).

2.2.2. Projeto Preliminar

Durante a fase do projeto preliminar são realizados estudos de compensação sobre questões de projeto que terão impacto significativo no tamanho do navio, na configuração geral, no desempenho, no custo ou no risco. Dessa forma, o projeto preliminar expande o projeto conceitual inicial identificando e dimensionando os

principais sistemas componentes e analisando diferentes alternativas desses sistemas para a embarcação (Lamb, 2003).

No projeto conceitual os objetivos podem ser especificados, aumentando o nível do detalhamento ao determinar elementos de projeto como (Lamb, 2003):

- Seleção das principais dimensões do navio;
- Desenvolvimento da forma do casco;
- Especificação do tipo e tamanho da maquinaria principal e do sistema de propulsão;
- Estimativa do tipo e potência da maquinaria auxiliar;
- Projeto do arranjo geral dos espaços principais e auxiliares (espaços de carga, casas de máquinas e acomodações);
- Projeto dos principais elementos estruturais para resistência longitudinal e transversal;
- Controle da flutuabilidade, estabilidade, trim e bordo livre (regulamentos de estabilidade e linha de carga).

No fim dessa fase, os principais riscos associados ao projeto preliminar devem ser identificados e alternativas para reduzi-los são exploradas, mesmo que acarrete na redução do desempenho da embarcação. Quando isso não for possível, deve-se desenvolver um plano claro e detalhado para alcançar essa redução até o final da próxima fase de projeto (Lamb, 2003).

O processo de projeto nas fases iniciais é bastante imprevisível. Uma vez que um conceito de base tenha sido identificado e definido com detalhes suficientes para ser utilizado pelos principais sistemas de projeto, o trabalho passa a ocorrer em paralelo. Para chegar até esses parâmetros de base, adota-se o processo da Espiral de Evans (1959) ao longo dos projetos conceitual e preliminar, na qual os diferentes sistemas são revisitados a cada nova iteração até que o equilíbrio do projeto seja atingido.

2.2.3. Projeto Contratual

O objetivo desta etapa é a realização dos cálculos necessários e dos desenhos de arquitetura naval, bem como a elaboração das especificações técnicas

da construção do navio, que constituem partes indispensáveis do contrato formal de construção naval entre o armador e o estaleiro contratado (Papanikolaou, 2014).

Um esforço adicional significativo de engenharia é necessário para dar-se ênfase ao desenvolvimento e ao aprimoramento dos sistemas do navio como um todo. Estudos comparativos que foram adiados na fase anterior devido ao seu menor impacto na embarcação são agora realizados. A parte técnica é desenvolvida pela equipe de projeto e consiste em uma especificação do navio, desenhos e outros dados descritivos da embarcação (Lamb, 2003).

2.2.4. Detalhamento

Na fase final do projeto naval, são detalhados todos os elementos estruturais do navio e definidas as especificações técnicas para sua construção e instalação de equipamentos, direcionadas às equipes de produção do estaleiro e fornecedores externos de equipamentos mecânicos e de outros itens de aparelhamento. Embora os projetos sejam elaborados por engenheiros especializados, sua execução depende da capacidade técnica e dos recursos do estaleiro (Papanikolaou, 2014).

2.3. METODOLOGIA DE PROJETO

Estefan (2008) define que uma metodologia de projeto é construída a partir de quatro fundamentos: metodologia, processo, técnica e ferramenta, caracterizados como: Processo é uma sequência lógica de tarefas realizadas para atingir um objetivo em particular; Método são técnicas para realizar uma tarefa; Ferramenta é um instrumento que, quando aplicado corretamente a um método em particular, melhora a eficiência da tarefa. A metodologia é então definida como a coleção de processos técnicos e ferramentas relacionados, sendo esta uma “receita” para a aplicação dos mesmos para uma classe de problemas em comum.

Para o projeto de embarcação, uma série de processos são necessários desde o projeto informacional até a entrega do projeto final. Estes processos, juntamente com seus métodos e ferramentas, se encontram resumidos na a Tabela 1.

Tabela 1 – Metodologia de projeto

Processo	Técnicas	Ferramenta
Definição de Necessidades	Conversa com armador	Word, Excel, Google
Definição de Requisitos	Converter as necessidades em requisitos quantificáveis	Word, Excel, Google
Planejamento	Matriz QFD e Espiral de Evans	Excel
Dimensões Principais	Método das embarcações semelhantes	Excel
Desenho de Casco	Desenho	Rhinoceros
Arranjo Interno	Desenho com base no desenho de casco	BricsCad
Definição de Maquinário	Estimativas empíricas	Excel, Catálogo Scania
Pesos e Centros	Estimativas empíricas de Grubisic	Excel
Crítérios de Estabilidade	Verificação nas normativas	Excel, Maxsurf
Cálculo Estrutural	Teoria da viga navio	Excel
Resistência ao Avanço	Estimativa empírica de Radojic	Excel
Propulsão	Série B	Excel e spyder
Comportamento no mar	Teoria das Faixas (Strip Theory)	Maxsurf
Manobrabilidade	Capacidade de giro	Excel e MPP

Fonte: Autor (2026).

2.4. MATRIZ DE INFLUÊNCIA

A matriz de influência, ou *Design Structure Matrix* (DSM), é uma técnica de análise e gestão de sistemas complexos, ou projetos de engenharia, que permite evidenciar as relações e dependências entre seus elementos, ou etapas, a fim de facilitar o planejamento estratégico dos projetistas através da identificação das interações ao longo do desenvolvimento (Gualberto, 2011).

A DSM é representada por uma matriz quadrada, preenchida com uma listagem de todas as etapas indicadas em linhas e colunas respectivas. Em seguida, as trocas de informações e dependências são preenchidas. Cada linha corresponde a uma atividade, e nesta são selecionadas as outras atividades das quais elas dependem, indicadas nas colunas (Gualberto, 2011).

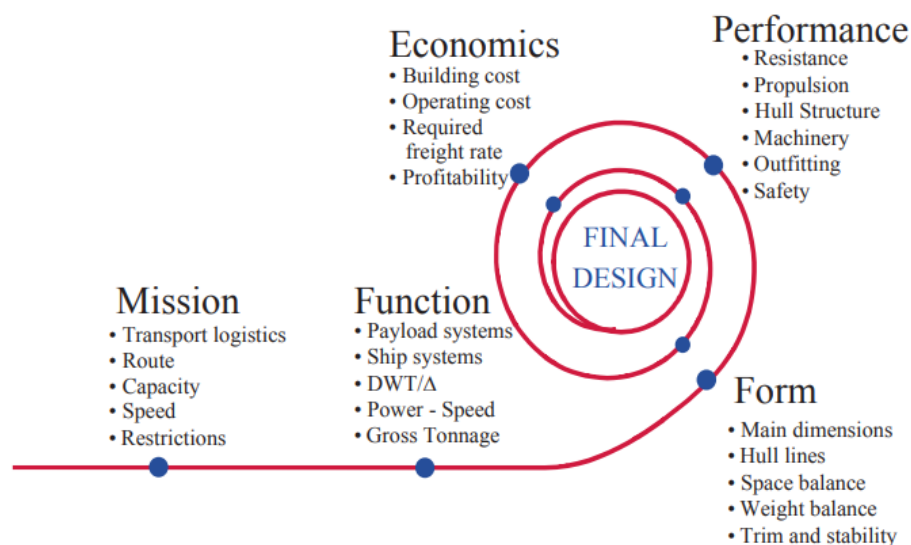
A dependência é atribuída por uma pontuação que indica o grau de influência de cada atividade, assim identificam-se quais tarefas são sequenciais, paralelas e interdependentes. Através da soma dessas pontuações, localizada na última coluna com a soma de todos os elementos de cada linha, identifica-se a ordem das etapas a ser seguida a partir de quais elementos possuem mais dependências (Salles, 2017).

2.5. ESPIRAL DE EVANS

O projeto de um navio é um processo iterativo, especialmente nas fases iniciais, quando os resultados são analisados, modificados e reanalisados em um processo que continua até que todos os requisitos sejam atendidos. A razão para essa iteração é que o projeto de navios é complexo demais para ser descrito por um conjunto de equações resolvíveis diretamente, por isso, fazem-se estimativas fundamentadas quanto a parâmetros como tamanho do casco, deslocamento, entre outros, para iniciar o processo, e essas estimativas iniciais são ajustadas à medida que informações mais precisas se tornam disponíveis (Lamb, 2003). Esse processo iterativo é representado pela espiral de Evans (1959), criada para ser um modelo racional de procedimento de projeto para auxiliar na organização do processo de pensamento.

Em cada ciclo da espiral de Evans os projetistas executam etapas de síntese e análise, ajustando as dimensões e propriedades do navio. Após a conclusão de uma volta, é comum que o projeto ainda não atenda plenamente aos requisitos, o que leva ao início de um novo ciclo de reavaliação e refinamento, em busca de maior equilíbrio e viabilidade. Esse processo contínuo promove a evolução gradual do conceito até o projeto detalhado, simbolizando o aperfeiçoamento progressivo do navio ao longo de seu desenvolvimento (Lamb, 2003). Um exemplo de espiral de projeto é apresentado na Tabela 1.

Figura 1 – Espiral de projeto.



Fonte: Papanikolaou (2014, p. 17).

Tendo em vista sua plena utilização no cenário naval, a espiral de projeto de Evans (1959) será adotada para a construção do projeto do navio patrulha, através do qual os sistemas da embarcação passarão por um processo de avaliação e reavaliação a fim de atingir um resultado considerado adequado. Neste projeto, a espiral se inicia com a definição das dimensões principais, realizada através da análise de embarcações semelhantes.

2.6. EMBARCAÇÕES SEMELHANTES

No início do desenvolvimento de uma nova embarcação é prática comum realizar uma análise da frota existente, identificando navios com funções e dimensões semelhantes ao projeto em questão. Essas embarcações servem como indicadores de parâmetros comuns e tendências de projeto, que podem ser aproveitados para otimizar o desempenho e a viabilidade do novo navio (Lamb, 2003).

Conforme exposto por Lamb (2003), quando a embarcação semelhante apresenta desempenho comprovadamente satisfatório, o projeto pode evoluir a partir dessa referência, escalonando e ajustando suas características de modo a incorporar as modificações e inovações necessárias ao novo desenvolvimento. Com as dimensões principais estabelecidas, os demais componentes como resistência ao avanço, pesos e centros podem ser definidos em sequência.

2.7. ESTIMATIVA DE RESISTÊNCIA AO AVANÇO

Quando um navio exerce força para se deslocar pela água, ele sofre uma força contrária pelo fluido chamada, na engenharia naval, de resistência ao avanço. Determinar a magnitude dessa força é primordial durante a fase de projeto, visto que ela está diretamente relacionada ao desempenho da embarcação, como potência necessária dos motores, consumo de combustível e da velocidade máxima.

Radojic (1997) determina um modelo matemático para estimar a força de resistência ao avanço da série sistemática NPL, indicada para projetos de embarcações de serviço e navios patrulha, sendo uma escolha adequada para o projeto. Duas categorias gerais de equações de regressão para avaliação da resistência são enunciadas:

- Modelo independente da velocidade: geram-se equações separadas para cada velocidade discreta, sem incluir a velocidade como variável independente;
- Modelo dependente da velocidade: a velocidade da embarcação é incluída como variável independente, permitindo que uma única equação descreva a resistência em diferentes velocidades.

Ambos os modelos utilizam dimensões básicas da embarcação, determinadas no início da etapa preliminar de projeto, para estipular a resistência ao avanço (Radojcic, 1997). Com a resistência ao avanço determinada, segue-se a espiral de projeto para a etapa de estipulação da distribuição de pesos.

2.8. ESTIMATIVA DE PESOS E CENTROS

A estimativa mais precisa possível dos diversos grupos de peso do navio e da posição de seus centros de gravidade constitui uma etapa fundamental do projeto, visto que imprecisões ou erros nessa estimativa podem influenciar significativamente o desempenho, a estabilidade e a segurança da embarcação (Papanikolaou, 2014).

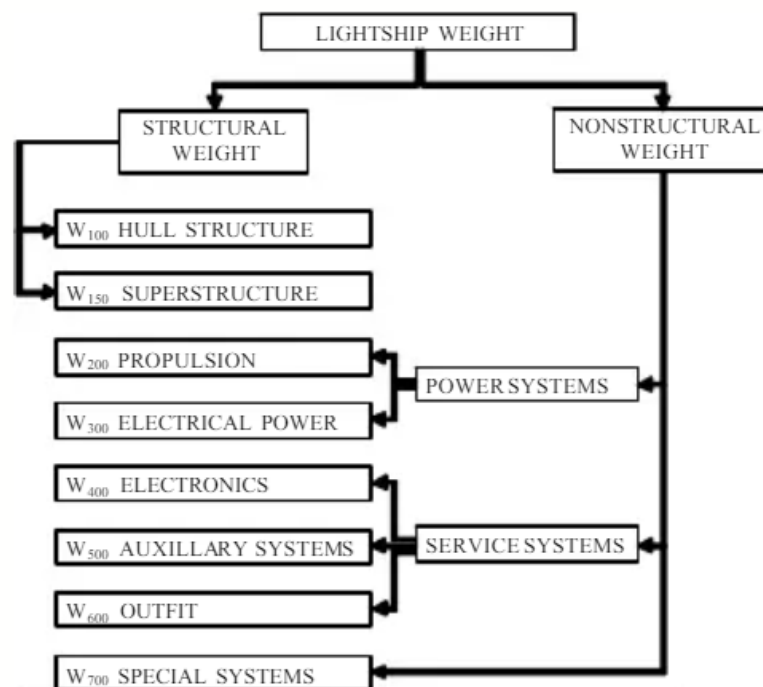
Durante a fase de concepção, as estimativas iniciais de pesos são elaboradas com base em dados empíricos e paramétricos de embarcações semelhantes, complementadas por fórmulas genéricas e pela experiência técnica de especialistas. Já a estimativa dos centros dos grupos de peso, nas fases iniciais do processo de projeto, pode utilizar modelos paramétricos da literatura e referências a um perfil interno preliminar, o qual reflete a intenção inicial de projeto para o arranjo geral (Lamb, 2003). Com o avanço do projeto, essas estimativas preliminares são substituídas por valores mais precisos, obtidos a partir da documentação técnica e das especificações reais dos equipamentos (Lamb, 2003).

O modelo matemático de Grubisic (2008) utiliza uma base de dados de 177 embarcações (34 das quais possuem um detalhamento dos sistemas de pesos e 143 apenas o valor do peso leve) para determinar equações empíricas que estimem os pesos dos sistemas, componentes da embarcação e seus centros. Esse modelo é aplicável a embarcações pequenas de até 60 metros de média e alta velocidade, englobando assim o escopo deste projeto (Grubisic, 2008).

Os pesos do modelo são divididos seguindo o sistema de detalhamento da Marinha dos Estados Unidos chamado Ship Work Breakdown Structure (SWBS), comumente utilizado por navios militares, definidos por função básica e os segmentos funcionais do navio, representados por sua estrutura, sistemas, máquinas, armamentos, equipamentos, entre outros. São classificados por meio de um sistema de grupos numéricos de três dígitos. O primeiro dígito representa o sistema geral, enquanto os segundo e terceiro dígitos representam subgrupos de sistemas, possibilitando um maior detalhamento da divisão de pesos à medida que o projeto aumenta seu nível de detalhamento (Pal, 2015).

Grubisic (2008) desenvolveu equações de estimativa para os sete grupos principais de pesos de uma embarcação, representados na Figura 2.

Figura 2 – Divisão de sistemas de peso.



Fonte: Grubisic (2008, p. 217).

O sistema de Casco (100) corresponde ao peso estrutural principal da embarcação, sendo tratado de forma independente da Superestrutura (150), a qual possui sistema próprio devido à sua significativa influência no peso total do navio. No entanto, não é apresentada uma equação empírica para o peso da superestrutura, em

virtude de sua grande variabilidade entre diferentes tipos de navios, sendo impossível estimar um valor extado aplicado a todos os tipos de navio (Grubisic, 2008).

O sistema Propulsivo (200) está relacionado à geração e transmissão da potência de propulsão, englobando máquinas, equipamentos e demais componentes necessários ao seu funcionamento. Já o sistema Elétrico (300) reúne todos os elementos destinados à produção, distribuição e controle da energia elétrica a bordo, enquanto o sistema de Equipamentos Eletrônicos (400) abrange os subsistemas indispensáveis à operação do navio, como circuitos de fluidos, lubrificação, ventilação e sistemas de óleo (Grubisic, 2008).

Os Sistemas Auxiliares (500) compreendem instalações de apoio, incluindo sistemas de ar comprimido e circuitos hidráulicos secundários. O sistema de Outfittings (600) contempla os equipamentos fixos e acessórios estruturais, tais como corrimãos, escadas e mobiliário interno. Por fim, o sistema de Armamento (700) refere-se aos dispositivos bélicos instalados na embarcação, considerando-se neste estudo os pesos correspondentes a canhões e metralhadoras (Grubisic, 2008).

3. PROJETO CONCEITUAL

Nesse capítulo a etapa conceitual do projeto é desenvolvida a fim de estabelecer as características gerais da embarcação durante a primeira iteração da espiral do projeto, recorrendo a modelos de natureza empírica ou a deduções fundamentadas em embarcações previamente construídas, de modo a determinar os parâmetros principais do novo navio.

3.1. REQUISITOS DO ARMADOR

A fim de desenvolver uma nova classe de navios patrulha, a Marinha do Brasil determinou uma série de requisitos de projeto a serem atingidos, determinados através de estudos internos baseados em projetos previamente realizados.

A embarcação deverá ser construída em aço blindado a fim de proteger os ocupantes contra eventuais combates. Além disso, foi determinado que o navio deve possuir um casco prismático, sem a necessidade de fabricar chapas curvadas que apresentam maior complexidade de fabricação, facilitando o processo construtivo.

O motor selecionado deve pertencer à fabricante Scania, empresa sueca com sede no Brasil que produz motores diesel projetados para embarcações de pequeno e médio porte (Scania, 2026). O modelo precisa ser fabricado nacionalmente a fim de facilitar eventuais substituições ou reparos.

Os demais requisitos de projeto são apresentados nas Tabelas 2 a 5.

Tabela 2 – Requisitos dimensionais

Comprimento	40 a 45 metros
Boca	Mínimo de 6 metros
Calado	Inferior a 1,5 metros

Fonte: Autor (2026).

Tabela 3 – Requisitos de áreas

Compartimento	Área estimada (m²)
Camarotes Oficiais	8 a 10

Camarote comandante	11 a 13
Banheiro oficiais masculinos	17 a 20
Banheiro oficiais feminino	8 a 10
Praça d'armas	22 a 25
Copa oficiais	6 a 7
Cozinha	25 a 30
Paiol mantimentos	15 a 20
Lavanderia	10 a 12
Dormitório Suboficiais e sargentos (triliches)	18 a 20
Dormitório Praças e fuzileiros (triliches)	41 a 45
Refeitório Suboficiais e sargentos	10 a 12
Refeitório Praças e fuzileiros	17 a 20
Sala ginástica	35 a 40
Banheiro - Suboficiais e sargentos	12 a 15
Banheiro Praças e fuzileiros	30 a 35
Paiol munição	30 a 40
Praça de Comando	20 a 25
Convoo	30 a 60
Sala controle drones	30 a 32
Sala controle sistemas eletrônicos	30 a 32
Enfermaria	30 a 40
Metralhadoras .50	-
Canhão	-

Fonte: Autor (2026).

Tabela 4 – Requisitos de capacidade

Ocupação estimada	Número
Comandante	1
Oficiais masculinos	6
Oficiais femininos	2
Suboficiais e sargentos	8
Praças e fuzileiros	28
Total	45

Fonte: Autor (2026).

Tabela 5 – Requisitos de desempenho

Velocidade de operação	12 a 14 nós
Velocidade contra a corrente	8 a 10 nós
Velocidade máxima desejada	16 nós
Autonomia	20 a 30 dias

Fonte: Autor (2026).

Para garantir a navegação do navio na bacia amazônica, foi verificada a altura de pontes nos principais rios da região, apresentadas na Tabela 6. A fim de obter uma passagem segura sob a ponte mais baixa, considerando elevações no nível dos rios nas épocas de cheia, bem como a instalação de equipamentos de telecomunicação no teto da superestrutura, o *air gap* foi definido em no máximo 8 metros.

Tabela 6 – Pontes da bacia amazônica

Nome	Localização	Altura (m)
Ponte Rio Negro	Rio Negro, Manaus – AM	70
Ponte Rondon-Roosevelt	Rio Madeira, Porto Velho – RO	35
Ponte Abunã	Rio Madeira, Abunã – RO	30
Ponte Rio Purus	Rio Purus, BR364, AC	12

Fonte: Adaptada de Rinhel *et al.*, (2023).

Com os requisitos do armador definidos, inicia-se a concepção do projeto.

3.2. MATRIZ DE INFLUÊNCIA E ESPIRAL DE PROJETO

A matriz de influência apresentada na Figura 3, é estruturada de forma que suas linhas representam os elementos influenciados e suas colunas os elementos influenciadores. Esses elementos foram determinados com base na experiência do autor e na subdivisão de etapas de projeto apresentadas nos capítulos de Papanikolaou (2014) e Lamb (2003).

A cada relação é atribuído um peso entre 0 e 1, sendo 0 a ausência de influência e 1 quando há influência exercida. Após a atribuição dos pesos, realiza-se a soma dos valores de cada linha, permitindo identificar os elementos de maior relevância no sistema.

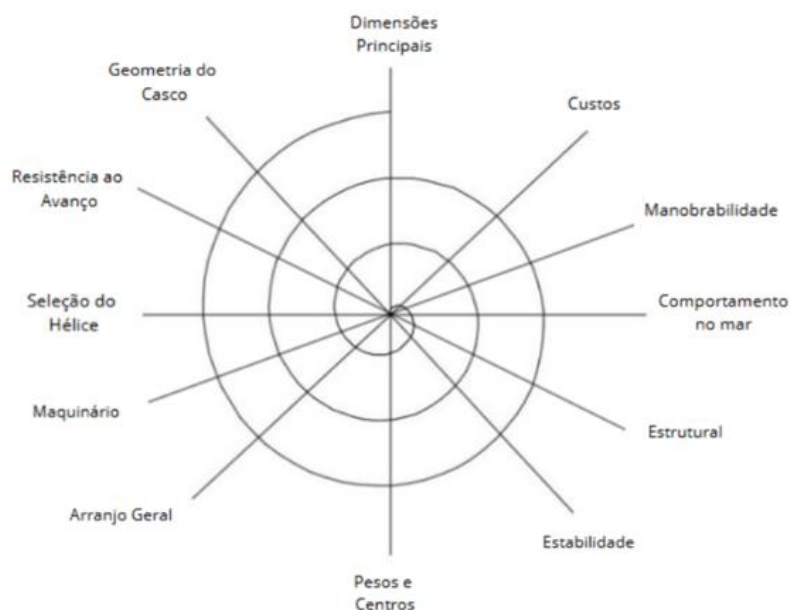
Figura 3 – Matriz de influência

Matriz de Influência	Dimensões Principais	Geometria do Casco	Resistência ao Avanço	Seleção de Hélice	Maquinário	Arranjo Geral	Pesos e Centros	Estabilidade	Estrutural	Comportamento no Mar	Manobrabilidade	Custos	Soma
Dimensões Principais	-	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Geometria do Casco	1	-	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1
Resistência ao Avanço	1	1	-	0	0	0	0	0	0	0	0	0	2
Seleção de Hélice	1	1	1	-	0	0	0	0	0	0	0	0	3
Maquinário	1	0	1	1	-	0	0	0	0	0	0	0	3
Arranjo Geral	1	1	0	0	1	-	0	0	0	0	0	0	3
Pesos e Centros	1	1	0	0	1	1	-	0	0	0	0	0	4
Estabilidade	1	1	0	0	1	1	1	-	0	0	0	0	5
Estrutural	1	1	0	0	1	1	1	0	-	0	0	0	5
Comportamento no Mar	1	1	1	0	0	0	1	1	0	-	1	0	6
Manobrabilidade	1	1	1	1	1	0	0	0	0	0	-	0	5
Custos	1	1	0	1	1	1	0	0	1	0	0	-	6

Fonte: Autor (2026).

Com a identificação das etapas de maior dependência, apontadas pelas maiores pontuações totais, cria-se a espiral de projeto (Figura 4) seguindo a sequência de atividades hierarquizadas na matriz de influência.

Figura 4 – Espiral de projeto



Fonte: Autor (2026).

3.3. ANÁLISE DE EMBARCAÇÕES SEMELHANTES

Para a análise, foram definidas como embarcações semelhantes navios de função militar, preferencialmente fluvial, destinados à patrulha aquaviária. O tamanho das embarcações também foi levado em consideração, sendo levantada uma faixa de navios tanto maior quanto menor às dimensões propostas pelo armador a fim de obter uma tendência mais ampla. A pesquisa foi realizada em sites da marinha, tanto brasileira quanto de países estrangeiros, além de catálogos online e literários, resultando no banco de dados de 42 embarcações apresentado no Apêndice A, cujas características principais são descritas na Tabela 7.

Tabela 7 – Requisitos de desempenho

	Loa [m]	B [m]	T [m]	Deslocamento [t]	Vs [nós]	BHP
Mínimo	19,45	4,40	0,89	27,20	9,60	340,00
Máximo	93,00	14,00	4,10	2665,00	50,50	24075,00
Desvio Padrão	52,01	6,79	2,27	1865,21	28,92	16783,18
Média	38,85	7,24	1,81	293,24	28,12	6888,31

Fonte: Autor (2026).

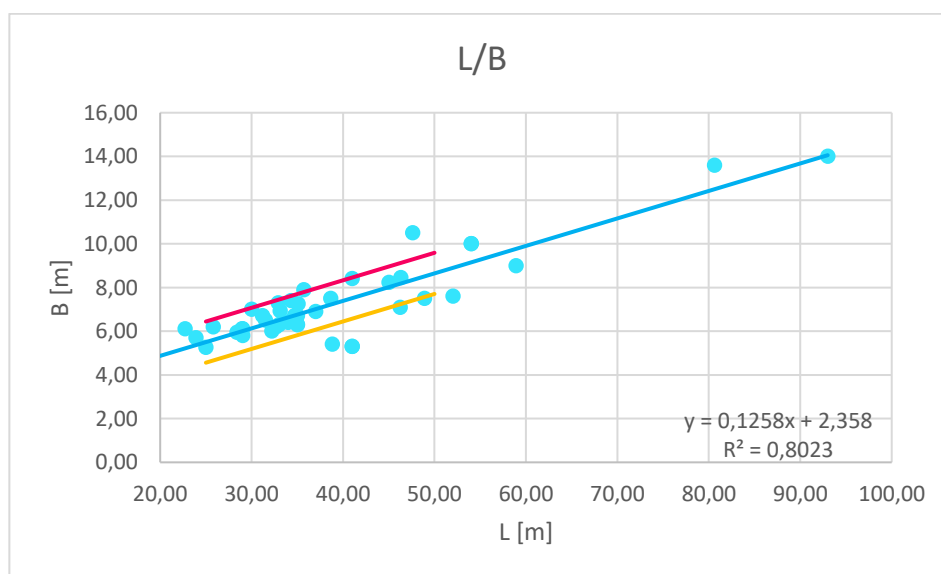
Com base no banco de dados constituído, foram elaborados gráficos relacionando as dimensões principais, com o intuito de identificar a interdependência entre as características dos navios patrulha (Figuras 5 a 7).

Para cada relação, estabeleceu-se uma linha de tendência, acompanhada por limites superior e inferior, de forma a abranger a maioria dos pontos representados. A determinação desses limites foi realizada a partir do cálculo do desvio padrão da diferença entre os valores reais e os valores estimados segundo a equação da tendência. Assim, em vez de restringir-se a uma única curva central, as relações dimensionais foram representadas por uma faixa de variação, o que possibilita a definição de diferentes alternativas de proporção entre as dimensões principais.

3.3.1. Relação Boca - Comprimento (L/B)

O coeficiente L/B, ou coeficiente de esbeltez, indica o quão esbelta é uma embarcação em função da sua largura e comprimento. Está associado à resistência ao avanço, pois embarcações mais esbeltas possuem maior facilidade de cortar a água, reduzindo a resistência e o consumo de combustível (Papanikolaou, 2014). Em média, os navios pesquisados apresentaram uma relação L/B de 5,325, evidenciada no Apêndice B juntamente com as demais relações.

Figura 5 – Relação L/B



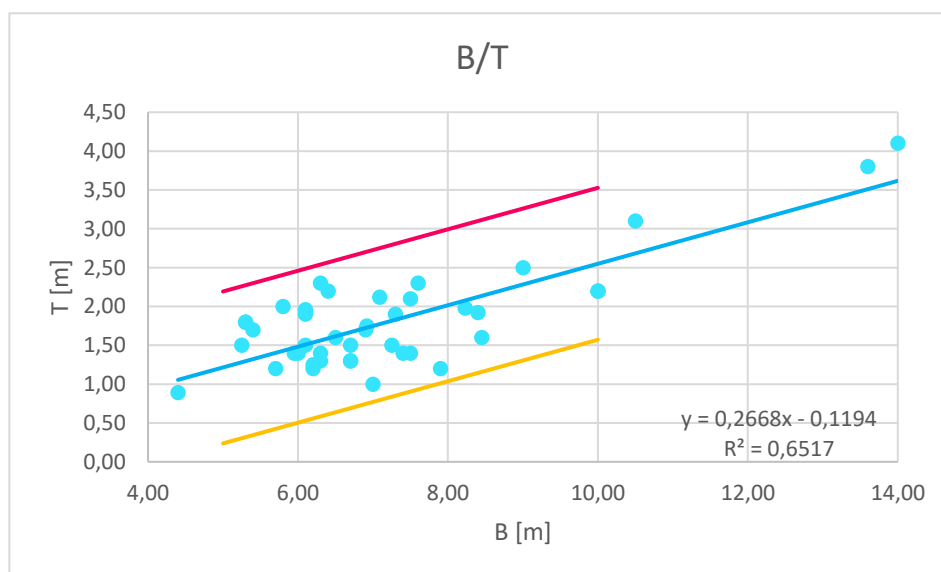
Fonte: Autor (2026).

3.3.2. Relação Boca - Calado (B/T)

A relação entre boca e calado está associada à resistência de ondas e friccional e por consequência também a potência necessária dos motores. Papanikolau (2014) sugere que, em geral, um coeficiente B/T ideal para navios é da ordem de 2,5, porém a média encontrada nas embarcações semelhantes é de 4,192, indicando que navios patrulha possuem uma boca proporcionalmente maior do que o calado.

Esta relação também está associada à estabilidade. O aumento da boca em função do calado proporciona um aumento da altura metacêntrica GM. Uma razão B/T alta pode ser explicada pela importância da estabilidade intacta para um navio de passageiros, a fim de evitar enjoos e desconfortos.

Figura 6 – Relação B/T



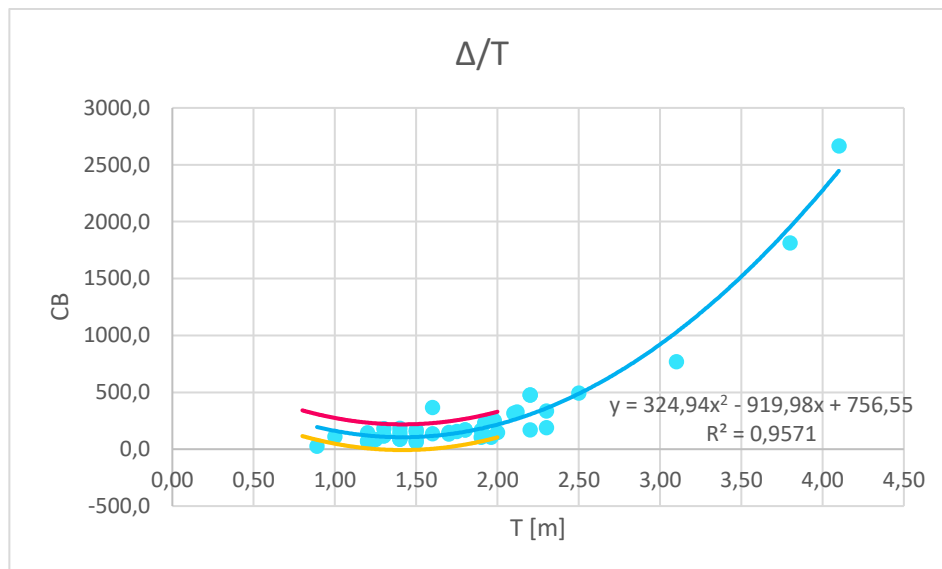
Fonte: Autor (2026).

3.3.3. Relação Deslocamento – Calado (Δ/T)

Criada a fim de determinar a correlação entre o calado e o deslocamento (diretamente associado ao coeficiente de bloco). O coeficiente de bloco (CB) representa a razão entre o volume submerso da embarcação e o paralelepípedo definido por suas dimensões principais máximas. Em termos práticos, valores elevados de CB indicam cascos mais volumosos, que, embora apresentem maior

resistência ao avanço, proporcionam maior estabilidade e maior capacidade volumétrica para carga. As embarcações semelhantes apresentaram um valor médio de 128,66 t/m.

Figura 7 – Relação Δ/T



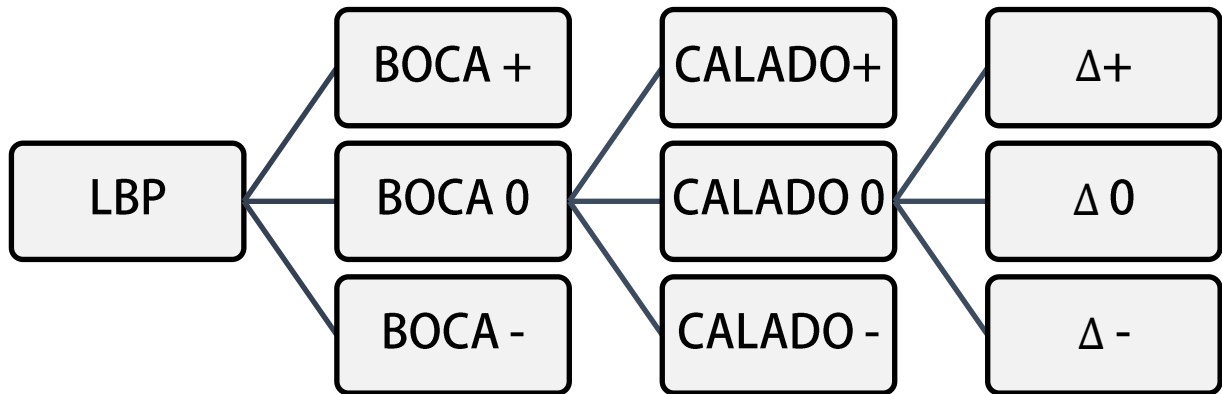
Fonte: Autor (2026).

3.4. GERAÇÃO DE EMBARCAÇÕES

A partir das equações de tendência apresentadas na seção 3.3, criaram-se novos modelos de embarcação tendo como parâmetro inicial o comprimento total. A fim de abranger uma larga faixa de opções geradas, foi definido o limite de comprimento mínimo e máximo de 40 e 45 metros, respectivamente.

Para cada comprimento três valores de boca foram calculados, correspondentes às tendências inferior (-), central (0) e superior (+) da relação L/B. A partir de cada boca, três valores de calado foram calculados seguindo a relação B/T, a partir do qual três valores de deslocamento foram encontrados por Δ/T . Essa relação está representada pelo fluxograma na Figura 8.

Figura 8 – Fluxograma de geração de embarcações



Fonte: Autor (2026).

O resultado obtido foram 162 modelos de embarcação diferentes, cada um com uma combinação de comprimento, boca, calado e coeficiente de bloco únicos.

3.5. RESISTÊNCIA AO AVANÇO

A estimativa da resistência ao avanço foi estipulada para cada embarcação pelo modelo de Radojic (1997).

Primeiramente, a validade do método é verificada pelos seguintes parâmetros:

- Froude volumétrico ($F_n \nabla$): 0,6 – 3,0;
- Relação comprimento-boca (L/B): 3,33 – 7,50;
- Relação boca-calado (B/T): 1,75 – 10,77;
- Relação comprimento-deslocamento (M): 4,5 – 8,3.

O número de Froude volumétrico é definido como:

$$F_n \nabla = \frac{v}{\sqrt{g * \nabla^{1/3}}} \quad (1)$$

E a relação comprimento-deslocamento:

$$M = L/\nabla^{1/3} \quad (2)$$

Os navios que apresentaram valores fora das faixas aceitáveis foram descartados.

O regime de navegação para o método é de cascos deslocantes, definido pela ISO (2019) como modo de operação de uma embarcação em que sua massa é sustentada principalmente por forças de flutuação. Esse regime é caracterizado pela Equação (3).

$$V > 5\sqrt{LWL} \quad (3)$$

Dentre os dois modelos apresentados por Radojcic (1997), o modelo matemático independente de velocidade foi escolhido para calcular a resistência ao avanço, pois desenvolve equações específicas para cada velocidade e por isso, de acordo com o autor, apresenta resultados mais precisos.

O modelo utiliza como base para os cálculos três variáveis definidas como:

$$x1 = (L/B - 5,415) / 2,085 \quad (4)$$

$$x2 = ((M) - 6,4) / 1,9 \quad (5)$$

$$x3 = (B/T - 6,2615) / 4,5063 \quad (6)$$

Essas variáveis (x_n) são aplicadas na equação descrita na Figura 9. Os coeficientes do polinômio (a_n) estão descritos no Anexo A e são fornecidos pelo autor a partir de regressões estatísticas de séries sistemáticas.

Figura 9 – Equação de estimativa de resistência ao avanço

$$\frac{R_T}{g\Delta} = a_0 + a_1 x_1 + a_2 x_2 + a_3 x_3 + a_5 x_5 + a_{12} x_{12} + a_{13} x_{13} + a_{16} x_{16} + a_{19} x_{19} + a_{20} x_{20} + a_{22} x_{22} + a_{23} x_{23} + a_{26} x_{26} + a_{27} x_{27}$$

Fonte: Adaptada de Radojcic (1997).

Os coeficientes apresentados por Radojcic (1997) fornecem equações apenas para navios com Froude volumétrico específicos de 0,8, 1,0, 1,2, etc. Tendo em vista que as embarcações geradas não apresentam os valores de $F_n \nabla$ exatos, foram calculadas as resistências para aqueles disponíveis na tabela. Em seguida, os resultados foram interpolados linearmente para um valor equivalente ao $F_n \nabla$ real de

cada embarcação. Nesta primeira etapa conceitual, o Froude volumétrico utilizado foi calculado com a velocidade de serviço de 14 nós.

3.6. ESTABILIDADE INICIAL

O cálculo conceitual de estabilidade foi realizado através de fórmulas empíricas, tendo em vista que a distribuição de pesos das embarcações ainda não é conhecida.

A altura do centro de gravidade KG foi estimada como sendo 0,85 vezes a altura do pontal. Como o valor de pontal da maioria das embarcações semelhantes não estava disponível para consulta, este foi aproximado como sendo a média da relação encontrada nas embarcações semelhantes com valores disponíveis, ou seja, de 2,54 vezes o valor do calado.

Segundo Papanikolaou (2014), os demais parâmetros podem ser calculados a partir das seguintes equações:

Para encontrar o KB, a altura do centro de empuxo do casco a partir da quilha, a fórmula Normand II foi utilizada (Equação 6).

$$KB = T * \left(\frac{5}{6} - \frac{CB}{3 * Cwp} \right) \quad (7)$$

Sendo Cwp o coeficiente de área de flutuação, também obtido de forma empírica através da fórmula para Normal Sections (Equação 8).

$$Cwp = 0,743 * CB + 0,297 \quad (8)$$

Para o raio metacêntrico BM (Equação 9):

$$BM = \frac{C1 * B^2}{12 * T * CB} \quad (9)$$

Sendo C1 um coeficiente também definido por Normand (Equação 10):

$$C1 = 0,096 + 0,89 * Cwp^2 \quad (10)$$

De acordo com a resolução A.749 da IMO (1993), a altura metacêntrica inicial para embarcações de carga e passageiros não deve ser inferior a 0,15 m. Desta forma, os modelos que apresentaram GMt superior a esse valor foram considerados aptos.

3.7. CRITÉRIOS DE SELEÇÃO

Com todos os parâmetros calculados nas seções anteriores, foram descartadas as embarcações que possuíam:

- Deslocamento inferior a 100 t;
- Calado maior que 1,45 m;
- Boca inferior a 6 m e superior a 10 m;
- Froude volumétrico inferior a 0,6 e superior a 3,0;
- GMt inferior a 0,15 m;

Dessa forma, restaram 14 embarcações admissíveis para o projeto, cujas características são descritas na Tabela 8. A fim de determinar qual será utilizada como base para a etapa preliminar, foi verificada a relação entre deslocamento e resistência de cada uma. Por se tratar de um navio patrulha fluvial, a disponibilidade de espaço é precária, portanto o navio que conseguiu transportar a maior quantidade de peso com a menor resistência possível foi o selecionado, destacado em amarelo.

Tabela 8 – Embarcações aprovadas

n	Loa [m]	B [m]	T [m]	Rt 14 nós [kN]	Deslocamento [t]	Desl/Rt
1	40	7,39	1,11	31,4	135,1	4,300
2	40	7,39	1,11	58,2	248,0	4,261
3	40	8,33	1,36	53,0	219,1	4,135
4	41	7,52	1,15	27,8	128,8	4,636
5	41	7,52	1,15	55,0	241,8	4,392
6	41	8,46	1,40	50,9	218,4	4,292
7	42	6,70	0,93	41,0	182,3	4,451
8	42	7,64	1,18	52,0	236,3	4,542
9	42	8,58	1,43	49,1	218,4	4,452

10	43	6,83	0,96	36,8	172,1	4,678
11	43	7,77	1,21	49,2	231,5	4,708
12	44	6,95	1,00	32,7	162,5	4,964
13	44	7,89	1,25	46,6	227,5	4,886
14	45	8,02	1,28	44,1	224,2	5,078

Fonte: Autor (2026).

4. PROJETO PRELIMINAR – PRIMEIRA ITERAÇÃO NA ESPIRAL

Com as características principais da embarcação definidas, inicia-se a etapa preliminar do projeto, que expande o projeto conceitual inicial identificando e dimensionando os principais sistemas, componentes e analisando diferentes alternativas de arranjo para a embarcação (Lamb, 2003).

4.1. DESENHO DE CASCO

A fim de realizar uma análise em busca da melhor adequação às necessidades de espaço requeridas partir dos resultados obtidos na etapa conceitual, foram criados dez modelos de embarcação com coeficientes de bloco e desenhos de casco diferentes. Os modelos foram construídos no programa Rhinoceros seguindo geometrias semelhantes às encontradas em navios patrulhas, e consideraram apenas cascos prismáticos segundo orientação do armador.

Inicialmente seis modelos foram construídos com as dimensões máximas de comprimento, boca e calado definidas na etapa anterior. Porém, durante o cálculo de pesos e centros, verificou-se que a flutuação dos seis cascos iniciais era insuficiente para comportar o peso necessário. Dessa forma, outros quatro modelos foram criados, alterando não apenas o coeficiente de bloco como as dimensões também.

As características dimensionais dos dez modelos são apresentadas na Tabela 9 e ilustrados na Figura 10.

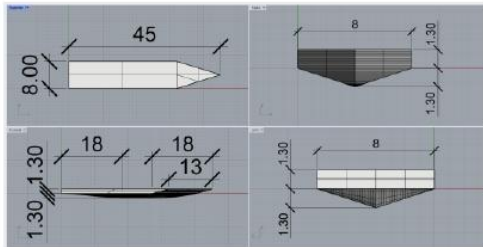
Tabela 9 – Características dimensionais dos modelos

n	Loa [m]	LWL [m]	B [m]	T [m]	D [m]	Cb	Deslocamento
1	45,0	40,175	8,0	1,3	2,6	0,309	132,334
2	45,0	40,185	8,0	1,3	2,6	0,313	134,080
3	45,0	41,661	8,0	1,3	2,6	0,381	169,204
4	45,0	41,667	8,0	1,3	2,6	0,383	170,117
5	45,0	41,667	8,0	1,3	2,6	0,468	207,872
6	45,0	41,661	8,0	1,3	2,6	0,542	240,706
7	45,0	41,661	8,5	1,3	2,6	0,542	255,750
8	45,0	41,661	9,0	1,3	2,6	0,542	270,794
9	45,0	41,905	9,0	1,3	2,8	0,566	284,441
10	45,0	41,825	9,0	1,3	3,0	0,567	284,399

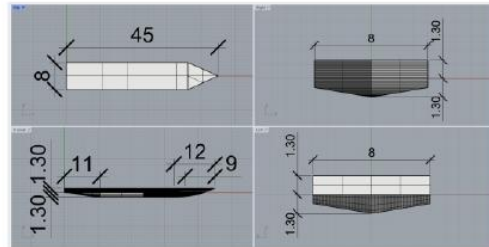
Fonte: Autor (2026).

Figura 10 – Embarcações modeladas

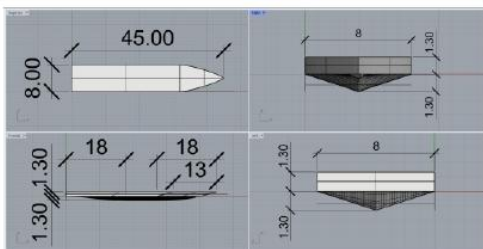
1 – CB 0,309



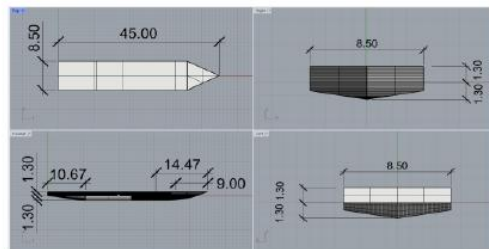
6 – CB 0,542



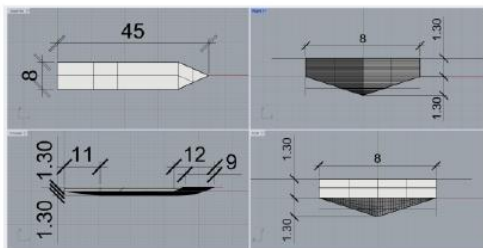
2 – CB 0,313



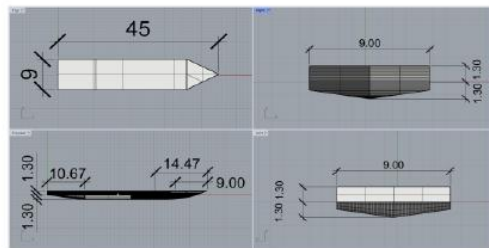
7 – CB 0,542



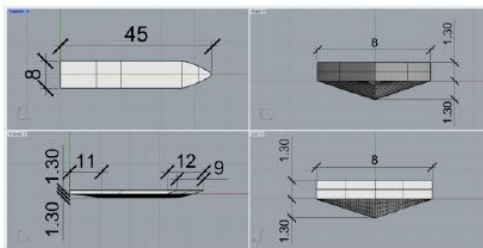
3 – CB 0,381



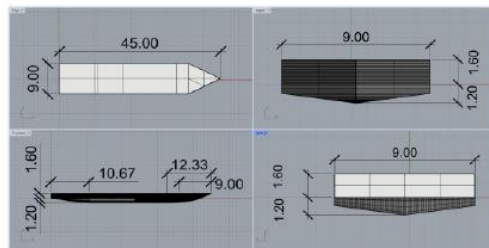
8 – CB 0,542



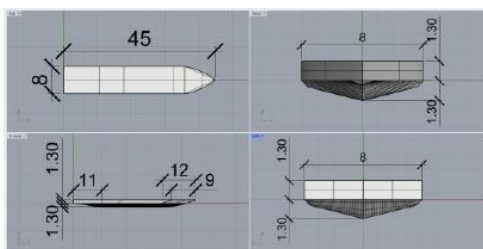
4 – CB 0,383



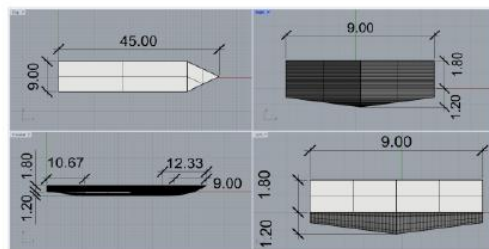
9 – CB 0,566



5 – CB 0,468



10 – CB 0,567



Fonte: Autor (2026).

4.2. ARRANJO

A Marinha do Brasil forneceu uma relação de acomodações essenciais e áreas consideradas como adequadas para suprir a demanda de espaço para o número de tripulantes estipulado, a qual é apresentada na Tabela 3 e Tabela 4. A partir desses valores, o arranjo interno dos modelos construídos no capítulo 4.1 foram desenhados tentando se aproximar ao máximo ao valor pretendido pelo armador.

Todos os modelos são compostos por três conveses:

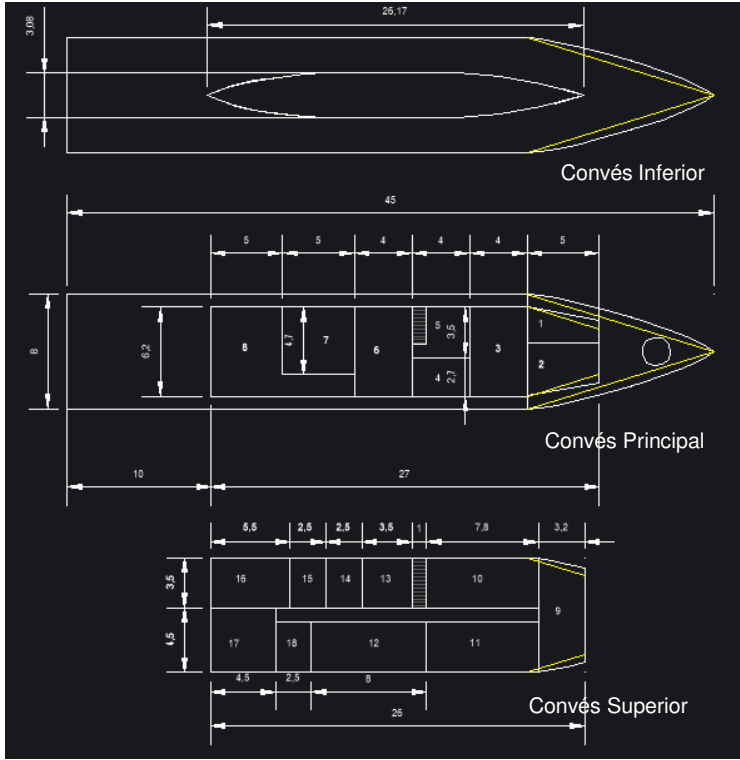
- Convés Inferior: Localizado dentro da estrutura do casco, abriga a casa de máquinas, tanques de águas e combustível, sistemas auxiliares e área para o paiol de munição.
- Convés Principal: Contém as principais áreas de convívio dos tripulantes assim como acomodações para os praças e fuzileiros. As duas lanchas de acesso rápido ficam localizadas no extremo da popa e o canhão de combate na proa.
- Convés Superior: Contém as acomodações para comandantes, oficiais, suboficiais e sargentos, além das áreas administrativas e de controle da embarcação.

Cinco versões de arranjo interno foram criadas no programa BricsCAD ao longo das iterações do projeto, adaptando-se aos diferentes cascos e explorando diferentes possibilidades de layout. Mesmo com algumas das versões propostas não apresentando todos os requisitos de área, o arranjo incompleto não foi utilizado como critério de exclusão tendo em vista que o desempenho e viabilidade dos modelos nas próximas etapas da espiral ainda não são conhecidos.

4.2.1. Arranjo 1

A primeira versão concebida para os modelos 1 e 2 (Figura 11) explora um layout com dois corredores laterais no convés principal, possibilitando fácil deslocamento dos tripulantes da proa para a popa. Por serem embarcações com corpos de proa mais longos e esguios, a área avante da superestrutura é reduzida, limitando o espaço disponível. As linhas brancas na proa correspondem ao modelo 2, de proa curva, enquanto as amarelas correspondem ao modelo 1 de proa reta. A divisão de áreas é apresentada na Tabela 10.

Figura 11 – Arranjo 1



Fonte: Autor (2026).

Tabela 10 – Áreas do arranjo 1

	AREA 1	AREA 2	ESTIMATIVA	MÍN	% 1	% 2
1 LAVANDERIA	8,63	10,13	10*12	10	0,86	1,01
2 PAIOL MANTIMENTOS	14,63	16,13	15*20	15	0,98	1,08
3 COZINHA	24,80	24,80	25*30	25	0,99	0,99
4 REFEITÓRIO SUBS E SARGS	10,80	10,80	10*12	10	1,08	1,08
5 REFEITÓRIO PRAÇA E FUZ	14,00	14,00	17*20	17	0,82	0,82
6 ACADEMIA	24,80	24,80	35*40	35	0,71	0,71
13 CAMAROTE COMANDANTE	12,25	12,25	11*13	11	1,11	1,11
14 CAMAROTE OFICIAIS	8,75	8,75	8*10	8	1,09	1,09
16 DORMITÓRIO SUBS E SARGS	19,25	19,25	18*20	18	1,07	1,07
8 DORMITÓRIO PRAÇA E FUZ	38,50	38,50	41*45	41	0,94	0,94
17 BWC OFICIAL MASCULINO	20,25	20,25	17*20	17	1,19	1,19
18 BWC OFICIAL FEMININO	8,75	8,75	8*10	8	1,09	1,09
BWC SUBS E SARGS	0,00	0,00	12*15	12	0,00	0,00
7 BWC PRAÇA E FUZ	23,50	23,50	30*35	30	0,78	0,78
9 PRAÇA COMANDO	20,83	23,10	20*25	20	1,04	1,16
10 SALA CONTROLE	27,1	27,30	30*33	30	0,90	0,91
11 SALA CONTROLE	27,1	27,30	30*32	30	0,90	0,91
12 ENFERMARIA	28,00	28,00	30*40	30	0,93	0,93
15 COPA OFICIAIS	8,75	8,75	6*7	6	1,46	1,46
PRAÇA D'ARMAS	0	0	22*25	22	0,00	0,00
PAIOL MUNIÇÃO	0	0	30*40	30	0,00	0,00
CONVOO	0	0	30*60	30	0,00	0,00

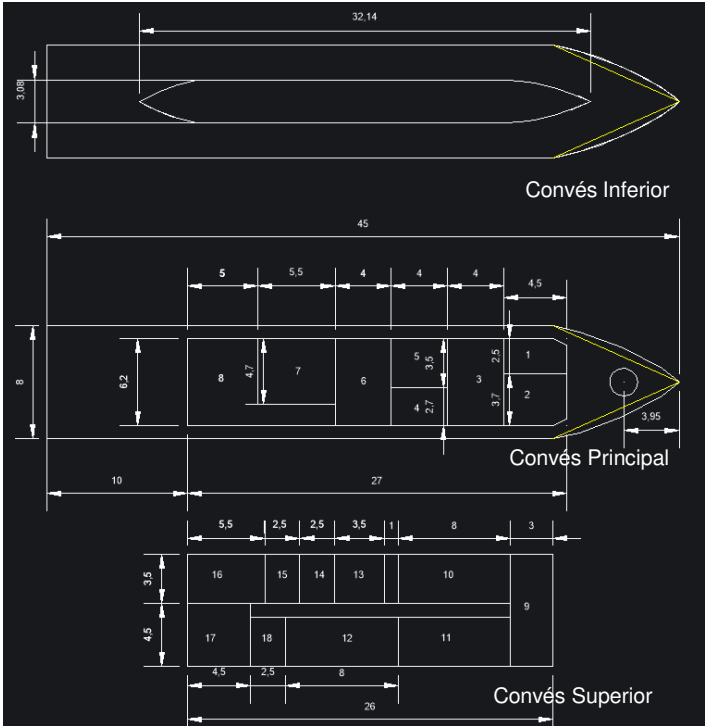
Fonte: Autor (2026).

Essa versão de arranjo deixou diversas acomodações com espaço abaixo do recomendado (em amarelo), além de não contemplar 4 espaços essenciais (em preto). As porcentagens de espaço ocupado foram calculadas com base no dimensionamento de área mínimo estipulado pelo armador. Por serem modelos com um grande déficit de espaço necessário para a tripulação, este arranjo foi tido como inadequado e o layout da praça de máquinas e tanques de consumíveis não foi projetado a fim de poupar tempo durante a espiral de projeto.

4.2.2. Arranjo 2

A segunda versão (Figura 12) foi projetada para os modelos 3, 4, 5 e 6, sendo semelhante a primeira, porém com um acréscimo de espaço avante alcançado em virtude de um corpo de proa reduzido. A divisão de áreas é apresentada na Tabela 11.

Figura 12 – Arranjo 2



Fonte: Autor (2026).

Tabela 11 – Áreas do arranjo 2

	AREA	ESTIMATIVA	MÍN	%
1 LAVANDERIA	11,00	10*12	10	1,10

2	PAIOL MANTIMENTOS	16,43	15*20	15	1,10
3	COZINHA	24,80	25*30	25	0,99
4	REFEITÓRIO SUBS E SARGS	10,80	10*12	10	1,08
5	REFEITÓRIO PRAÇA E FUZ	14,00	17*20	17	0,82
6	ACADEMIA	24,80	35*40	35	0,71
13	CAMAROTE COMANDANTE	12,25	11*13	11	1,11
14	CAMAROTE OFICIAIS	8,75	8*10	8	1,09
16	DORMITÓRIO SUBS E SARGS	19,25	18*20	18	1,07
8	DORMITÓRIO PRAÇA E FUZ	39,25	41*45	41	0,96
17	BWC OFICIAL MASCULINO	20,25	17*20	17	1,19
18	BWC OFICIAL FEMININO	8,75	8*10	8	1,09
	BWC SUBS E SARGS	0,00	12*15	12	0,00
7	BWC PRAÇA E FUZ	25,85	30*35	30	0,86
9	PRAÇA COMANDO	24,00	20*25	20	1,20
10	SALA CONTROLE	28,00	30*33	30	0,93
11	SALA CONTROLE	28,00	30*32	30	0,93
12	ENFERMARIA	34,00	30*40	30	1,13
15	COPA OFICIAIS	8,75	6*7	6	1,46
	PRAÇA D'ARMAS	0	22*25	22	0,00
	PAIOL MUNIÇÃO	36	30*40	30	1,20
	CONVOO	0	30*60	30	0,00

Fonte: Autor (2026).

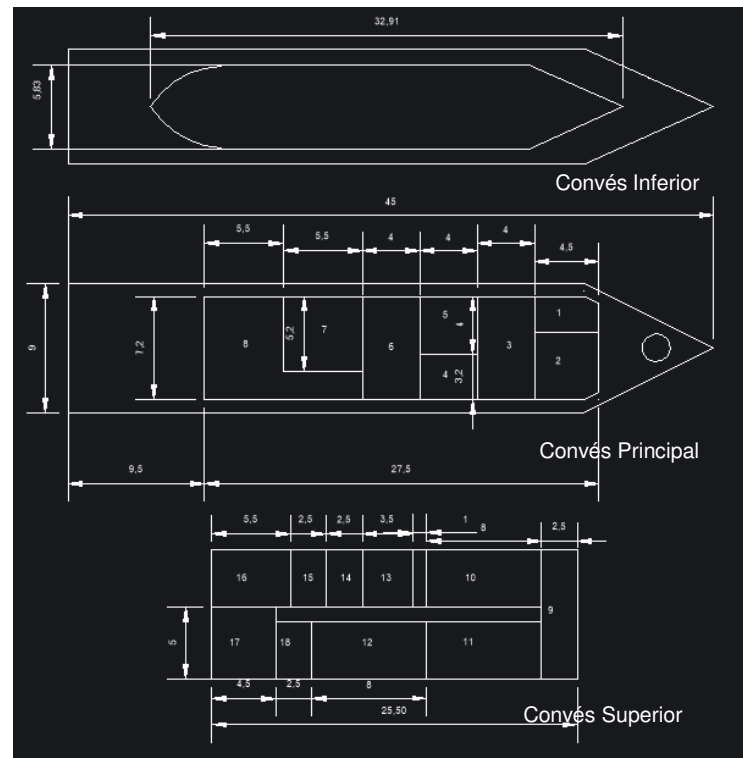
Este arranjo apresenta uma melhora nas capacidades atingidas, aproximando-se mais do mínimo recomendado. Ainda assim, o arranjo 2 falha em proporcionar três espaços essenciais.

4.2.3. Arranjo 3

O arranjo 3 (Figura 13), projetado para o modelo 8, segue o mesmo layout do arranjo 2, com o aumento da boca de 8 para 9 metros. Desta forma, cada bordo da embarcação foi aumentado em 0,5 metros.

Como o modelo 7 (boca de 8,5 m) é de um tamanho intermediário entre os arranjos 2 (boca de 8,0 m,) e 3 (boca de 9,0 m), não se julgou necessário o desenho de um arranjo específico para este modelo, possuindo dimensões de áreas intermediárias entre os arranjos 2 e 3. A divisão de áreas é apresentada na Tabela 12.

Figura 13 – Arranjo 3



Fonte: Autor (2026).

Tabela 12 – Áreas do arranjo 3

	AREA 8	ESTIMATIVA	MÍN	% 8
1 LAVANDERIA	11,00	10*12	10	1,10
2 PAIOL MANTIMENTOS	20,00	15*20	15	1,33
3 COZINHA	28,00	25*30	25	1,12
4 REFEITÓRIO SUBS E SARGS	12,00	10*12	10	1,20
5 REFEITÓRIO PRAÇA E FUZ	16,00	17*20	17	0,94
6 ACADEMIA	28,00	35*40	35	0,80
13 CAMAROTE COMANDANTE	14,00	11*13	11	1,27
14 CAMAROTE OFICIAIS	10,00	8*10	8	1,25
16 DORMITÓRIO SUBS E SARGS	22,00	18*20	18	1,22
8 DORMITÓRIO PRAÇA E FUZ	50,00	41*45	41	1,22
17 BWC OFICIAL MASCULINO	20,00	17*20	17	1,18
18 BWC OFICIAL FEMININO	10,00	8*10	8	1,25
BWC SUBS E SARGS	0,00	12*15	12	0,00
7 BWC PRAÇA E FUZ	28,00	30*35	30	0,93
9 PRAÇA COMANDO	22,00	20*25	20	1,10
10 SALA CONTROLE	32,00	30*33	30	1,07
11 SALA CONTROLE	32,00	30*32	30	1,07
12 ENFERMARIA	32,00	30*40	30	1,07
15 COPA OFICIAIS	10,00	6*7	6	1,67
PRAÇA D'ARMAS	0	22*25	22	0,00
PAIOL MUNIÇÃO	36	30*40	30	1,20
CONVOO	0	30*60	30	0,00

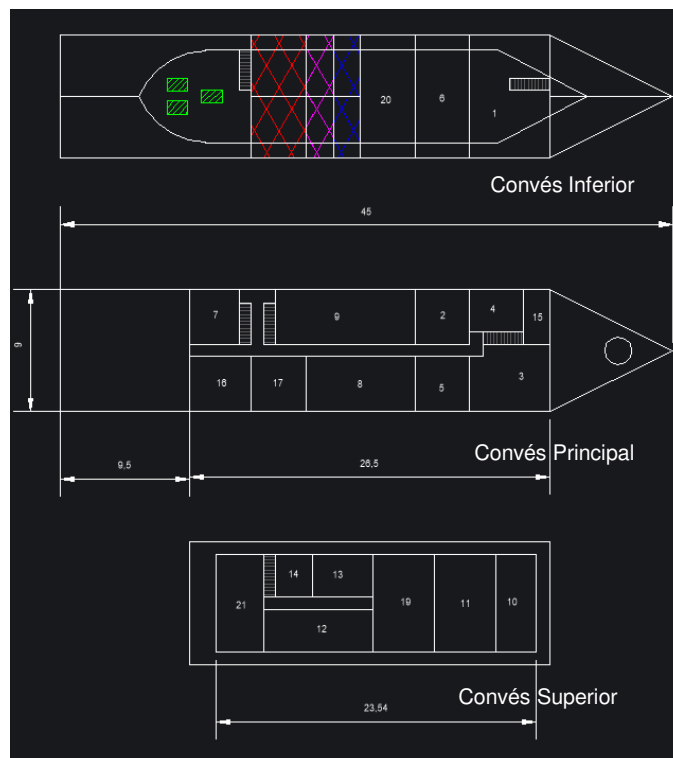
Fonte: Autor (2026).

4.3.4. Arranjo 4

O arranjo 4 (Figura 14) foi planejado para os modelos 9 e 10, apresentando uma mudança de layout em comparação com os anteriores. Neste caso adotou-se o uso de um único corredor central no convés principal e os corredores laterais foram realocados no convés superior.

Os modelos 9 e 10 possuem um pontal maior que os modelos anteriores, de 2,8 e 3,0 metros, elevando o pé direito do convés inferior para 2,3 e 2,5 metros respectivamente. Isto possibilitou sua utilização como área de convivência, adicionando mais espaço útil ao novo arranjo. O convés inferior foi dividido em casa de máquinas, localizada na popa, tanque de combustível (vermelho), tanque de águas usadas (roxo), tanque de águas limpas (azul), além da divisão de áreas indicada na Tabela 13.

Figura 14 – Arranjo 4



Fonte: Autor (2026).

Tabela 13 – Áreas do arranjo 4

	AREA	ESTIMATIVA	MÍN	%
1 LAVANDERIA	19,00	10*12	10	1,90
2 PAIOL MANTIMENTOS	16,00	15*20	15	1,07
3 COZINHA	28,00	25*30	25	1,12
4 REFEITÓRIO SUBS E SARGS	12,50	10*12	10	1,25
5 REFEITÓRIO PRAÇA E FUZ	16,00	17*20	17	0,94
6 ACADEMIA	36,00	35*40	35	1,03
13 CAMAROTE COMANDANTE	11,00	11*13	11	1,00
14 CAMAROTE OFICIAIS	8,50	8*10	8	1,06
16 DORMITÓRIO SUBS E SARGS	18,00	18*20	18	1,00
9 DORMITÓRIO PRAÇA E FUZ	41,00	41*45	41	1,00
17 BWC OFICIAL MASCULINO	16,00	17*20	17	0,94
BWC OFICIAL FEMININO		8*10	8	0,00
7 BWC SUBS E SARGS	14,00	12*15	12	1,17
8 BWC PRAÇA E FUZ	32,00	30*35	30	1,07
10 PRAÇA COMANDO	21,60	20*25	20	1,08
11 SALA CONTROLE	32,00	30*32	30	1,07
12 ENFERMARIA	25,00	30*40	30	0,83
15 COPA OFICIAIS	7,50	6*7	6	1,25
21 PRAÇA D'ARMAS	25,20	22*25	22	1,15
20 PAIOL MUNIÇÃO	36,00	30*40	30	1,20
19 CONVOO	31,50	30*60	30	1,05

Fonte: Autor (2026).

Esse arranjo atende a quase todas as áreas mínimas, apenas sem espaço para o BWC feminino, sendo considerado um arranjo adequado para o projeto.

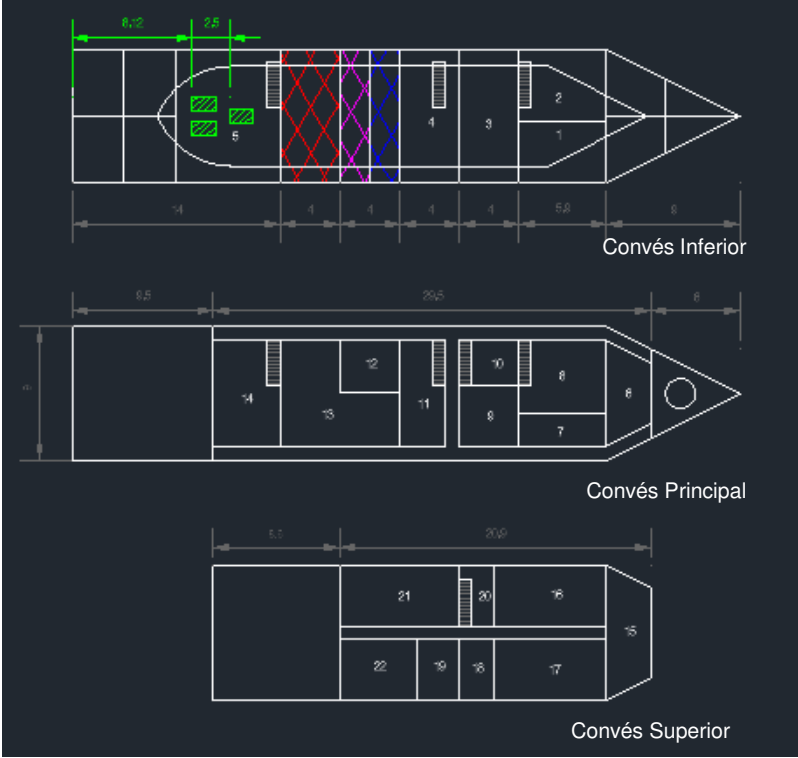
4.2.5. Arranjo 5

O arranjo 5 (Figura 15), também planejado para os modelos 9 e 10, retornou com o layout de corredores laterais no convés principal, além de expandir a superestrutura para a proa. Esta expansão, combinada com a locação de cômodos no convés inferior, possibilitaram uma redução do convés superior, aliviando o peso na parte de cima da embarcação e abaixando seu centro de gravidade, melhorando sua estabilidade. O arranjo 5 também é o único que contempla todos os espaços essenciais, como evidenciado na Tabela 14, tendo o cômodo de menor área sendo apenas 6% menor do que o valor mínimo requisitado, sendo assim escolhido como arranjo definitivo.

Por possuir um menor pontal, a altura entre o convés inferior e o convés principal do modelo 9 é de apenas 2,3 metros, isto desconsiderando a espessura do convés em si, enquanto o modelo 10 possui uma altura 20 centímetros maior. O pé direito maior é mais vantajoso para a alocação dos equipamentos de academia no

convés inferior, tornando o modelo 10 mais adequado para acomodar todas as necessidades do armador.

Figura 15 – Arranjo 5



Fonte: Autor (2026).

Tabela 14 – Áreas do arranjo 5

	AREA	ESTIMATIVA	MÍN	%
1 LAVANDERIA	14,0	10*12	10	1,40
2 PAIOL MANTIMENTOS	15,0	15*20	15	1,00
3 COZINHA	26,0	25*30	25	1,04
4 REFEITÓRIO SUBS E SARGS	13,0	10*12	10	1,30
5 REFEITÓRIO PRAÇA E FUZ	17,0	17*20	17	1,00
6 ACADEMIA	36,0	35*40	35	1,03
13 CAMAROTE COMANDANTE	11,0	11*13	11	1,00
14 CAMAROTE OFICIAIS	9,0	8*10	8	1,13
16 DORMITÓRIO SUBS E SARGS	19,0	18*20	18	1,06
9 DORMITÓRIO PRAÇA E FUZ	43,0	41*45	41	1,05
17 BWC OFICIAL MASCULINO	16,0	17*20	17	0,94
18 BWC OFICIAL FEMININO	9,0	8*10	8	1,13
7 BWC SUBS E SARGS	14,0	12*15	12	1,17
8 BWC PRAÇA E FUZ	30,0	30*35	30	1,00
10 PRAÇA COMANDO	22,0	20*25	20	1,10
11 SALA CONTROLE	30,0	30*32	30	1,00
12 ENFERMARIA	30,0	30*40	30	1,00
15 COPA OFICIAIS	6,0	6*7	6	1,00
21 PRAÇA D'ARMAS	21,0	22*25	22	0,95

20	PAIOL MUNIÇÃO	36,0	30*40	30	1,20
19	CONVOO	32,0	30*60	30	1,07

Fonte: Autor (2026).

4.3. RESISTÊNCIA AO AVANÇO

A resistência ao avanço foi recalculada utilizando o modelo matemático independente de velocidade de Radojcic (1997), agora com as características dimensionais específicas de cada modelo. A validação da aplicabilidade do método é apresentada na Tabela 15, onde verificou-se que todos os modelos atendem aos requisitos.

Tabela 15 – Validação do método de Radjocic

FAIXA ACEITÁVEL	3,33 - 7,5	1,75 - 10,77	4,5 - 8,3	Frv 0,6 - 3,0		
MODELO	L/B	B/T	M	Frv 12 kn	Frv 14 kn	Frv 16 kn
1	5,022	6,154	7,884	0,873	1,019	1,164
2	5,023	6,154	7,851	0,871	1,016	1,162
3	5,208	6,154	7,532	0,838	0,978	1,117
4	5,208	6,154	7,520	0,837	0,977	1,116
5	5,208	6,154	7,034	0,810	0,945	1,080
6	5,208	6,154	6,697	0,790	0,922	1,054
7	4,901	6,538	6,563	0,782	0,913	1,043
8	4,629	6,923	6,439	0,775	0,904	1,033
9	4,656	6,923	6,372	0,769	0,897	1,025
10	4,647	6,923	6,360	0,769	0,897	1,025

Fonte: Autor (2026).

A fim de obter valores para diferentes velocidades, primeiramente calculou-se os valores de $F_n \nabla$ para 12 nós, 14 nós (velocidade de operação de projeto) e 16 nós (velocidade máxima de projeto). Os valores de resistência para Froude volumétricos específicos de 0,8, 1,0 e 1,2 foram calculados e novamente a resistência para as velocidades de operação correspondentes foram interpolados linearmente, como visto na Tabela 16.

Tabela 16 – Resistência ao avanço dos modelos de embarcação

MODELO	Resistência [kN]					
	Frv 0,8	Frv 1,0	Frv 1,2	12 nós	14 nós	16 nós

1	17,21	28,54	37,28	21,35	29,35	35,71
2	17,49	29,11	38,38	21,63	29,87	36,59
3	21,81	39,18	57,68	25,11	37,12	50,03
4	21,94	39,51	58,33	25,22	37,32	50,45
5	27,40	54,10	88,60	28,70	54,10	67,84
6	31,95	67,91	118,38	30,18	67,91	81,44
7	36,28	76,23	133,05	32,73	76,23	88,44
8	40,59	84,90	148,56	35,02	84,90	95,44
9	42,38	90,61	160,64	34,78	65,68	99,26
10	42,46	90,86	161,26	34,85	65,84	99,55

Fonte: Autor (2026).

A partir dos valores de resistência, a potência requerida pelos motores é calculada pela Equação 11 em brake horse-power (BHP) aplicando-se uma eficiência total do sistema de 0,5. Os valores são apresentados na Tabela 17.

$$BHP = \frac{V [\text{nós}] * 0,514 * Rt [N]}{745,7 * 0,5} \quad (11)$$

Tabela 17 – Resistências e potências requeridas dos modelos

MODELO	Rt [Kn] 12 nós	Rt [Kn] 14 nós	Rt [Kn] 16 nós	BHP [HP] 12 nós	BHP [HP] 14 nós	BHP [HP] 16 nós
1	21,35	29,35	35,71	353	566	788
2	21,63	29,87	36,59	358	576	807
3	25,11	37,24	50,03	415	719	1104
4	25,22	37,47	50,45	417	723	1113
5	28,70	46,72	67,84	475	902	1496
6	30,18	53,87	81,44	499	1040	1796
7	32,73	76,23	88,44	541	1471	1951
8	35,02	84,90	95,44	579	1639	2105
9	34,78	65,68	99,26	575	1268	2189
10	34,85	65,84	99,55	577	1271	2196

Fonte: Autor (2026).

Os motores foram selecionados a partir do catálogo da loja Scania, selecionando apenas modelos fabricados no Brasil. Os motores escolhidos (Tabela 18) suprem a demanda de potência necessária calculada a partir da resistência, sendo necessária a utilização de mais de um motor em alguns casos.

Tabela 18 – Modelos de motores escolhidos

MODELO	MOTOR	QUANT.	BHP	PESO [t]
1	DI13 076M. 607 kW (825 hp)	1 x	825	1,285
2	DI13 076M. 607 kW (825 hp)	1 x	825	1,285
3	DI13 086M. 441 kW (600 hp)	2 x	1200	2,570
4	DI13 086M. 441 kW (600 hp)	2 x	1200	2,570
5	DI13 087M. 552 kW (750 hp)	2 x	1500	2,570
6	DI13 086M. 441 kW (600 hp)	3 x	1800	3,855
7	DI13 076M. 607 kW (825 hp)	3 x	2475	3,855
8	DI13 076M. 607 kW (825 hp)	3 x	2475	3,855
9	DI13 076M. 607 kW (825 hp)	3 x	2475	3,855
10	DI13 076M. 607 kW (825 hp)	3 x	2475	3,855

Fonte: Autor (2026).

4.4. PESOS E CENTROS

O cálculo dos sistemas de pesos foi dividido em duas partes: o peso leve, e o porte bruto. Na Figura 16 são mostrados os diferentes grupos e subgrupos nos quais o deslocamento da embarcação foi dividido.

Figura 16 – Divisão de pesos dos modelos

Peso Leve (LWL)	Porte Bruto (DWT)
Peso da Estrutura (W100)	Peso do Tanque de Água
Peso da Superestrutura (W150)	Peso do Tanque de Combustível
Peso do Sistema Propulsivo (W200)	Peso do Tanque de Óleo
Peso do Sistema de Energia Elétrica (W300)	Peso da Tripulação
Peso dos Equipamentos Eletrônicos (W400)	Peso da Bagagem
Peso das Máquinas Auxiliares (W500)	Peso da Comida
Peso de Outfit (W600)	
Peso dos Sistemas Especiais (W700)	
Peso Metralhadoras	
Peso Canhão	
Peso LARs	
Peso Motores	

Fonte: Autor (2026).

4.4.1. Peso Leve

Para determinação do peso leve dos modelos foi utilizado o método de estimativa de pesos de Grubisic (2008) para pequenas embarcações, o qual foi

desenvolvido para embarcações de até 60 metros, contemplando o escopo deste projeto. As fórmulas apresentadas para o cálculo de pesos consideram as informações dimensionais básicas conhecidas, possibilitando que a aproximação de pesos possa ser realizada durante os estágios iniciais de projeto.

4.4.1.1. Peso Estrutural

O peso estrutural do casco é calculado a partir de uma aproximação que leva em consideração a estimativa das áreas dos planos que constituem o fundo, os costados, o deck e as anteparas da embarcação. Os pesos destas superfícies, são estimados considerando a diferença de pressão de carregamento em cada área específica (Grubisic, 2008). As áreas destas superfícies são estimadas utilizando-se as seguintes expressões.

$$L = 0,5 \times (LOA + LWL) \quad (12)$$

$$S1 = 2,825 \times \sqrt{V \times L} \quad (13)$$

$$S2 = 1,09 \times (2 \times L + B) \times (D - T) \quad (14)$$

$$S3 = 0,823 \times L \times B \quad (15)$$

$$S4 = 0,6 \times NWTB \times B \times D \quad (16)$$

Onde:

- L é definido como comprimento médio, em [m];
- NWTB é o número de anteparas estanques presentes na embarcação;
- S1 é a estimativa da área do plano do fundo da embarcação, em [m²];
- S2 é a estimativa da área dos costados da embarcação, em [m²];
- S3 é a estimativa da área do convés da embarcação, em [m²];
- S4 é a estimativa da área das anteparas da embarcação, em [m²].

Para o projeto foram consideradas nove anteparas estanques, como ilustrado na Figura 15. Para a determinação da área da superfície reduzida total, Grubisic (2008) propõe o uso da Equação 17.

$$SR = S1 + 0,73 \times S2 + 0,69 \times S3 + 0,65 \times S4 \quad (17)$$

Onde:

- SR é a estimativa da área da superfície reduzida total da embarcação, em [m²].

A próxima etapa é a determinação do numeral E. Para tal, Grubisic e Begovic (2012) apresentaram as seguintes equações:

$$ES = f_{DIS} * C_{T/D} * S_R \quad (18)$$

$$f_{DIS} = 0,7 + 2,4 * \frac{\nabla}{LWL^2 - 15,8} \quad (19)$$

$$C_{T/D} = 1,144 * \left(\frac{T}{D}\right)^{0,244} \quad (20)$$

Onde:

- ES é denominado Numeral E;
- f_{DIS} é o fator de correção de deslocamento;
- $C_{T/D}$ é a correção da influência de T/D.

Dessa forma, o peso estrutural é encontrado pela Equação 21:

$$W_{100} = K_0 * E_S^{1,33} \quad (21)$$

Como não há um método empírico definido por Grubisic para estimativa do peso da superestrutura, o mesmo foi assumido como semelhante ao calculado por Dias (2025) em sua iteração do projeto de navio patrulha de similar tamanho. Reconhece-se que o arranjo interno dos modelos 9 e 10 possuem uma superestrutura menor com relação às outras, porém para fins de estimativa e permanecendo em uma margem a favor da segurança, o mesmo valor foi utilizado. Assim, o peso da superestrutura é definido pela Equação 22:

$$W_{150} = 50,0 \text{ t} \quad (22)$$

4.4.1.2. Peso do Sistema Propulsivo

O peso do sistema propulsivo está relacionado com o peso do motor principal, o qual está diretamente relacionado com a potência instalada na embarcação. A partir da estimativa de potência para a velocidade máxima de operação, o peso do sistema é calculado pela Equação 23.

$$W_{200} = \frac{(L * B * D * BHP)^{0,45}}{31,45} \quad (23)$$

4.4.1.3. Peso do Sistema de Energia Elétrica

O peso do sistema de energia elétrica está diretamente relacionado com o tamanho da embarcação. Nessa parcela de peso, Grubisic (2008) afirma que são considerados os equipamentos mais comuns presentes no sistema elétrico abordo de uma embarcação de pequeno porte, sendo proposta Equação 24.

$$W_{300} = \frac{(L * B * D)^{1,24}}{592} \quad (24)$$

4.4.1.4. Peso dos Equipamentos Eletrônicos

Os equipamentos eletrônicos acompanham o avanço da tecnologia e constantemente surgem novas opções no mercado. Devido a isso, Grubisic (2008) afirma que a equação originalmente proposta (Equação 25) não é muito confiável para os equipamentos atuais, tendo em vista o ano de fabricação das embarcações presentes em seu banco de dados. Porém, na ausência de modelos atuais, tal equação foi utilizada como estimativa inicial desta parcela de pesos.

$$W_{400} = 0,00053 * L^{2,254} \quad (25)$$

4.4.1.5. Peso das Máquinas Auxiliares

O peso do sistema de máquinas auxiliares está relacionado com o tamanho da embarcação e o tipo de serviço da mesma. Porém, é muito difícil levar em consideração, em um único modelo matemático, a variabilidade dos requisitos de projeto apresentados por cada armador. A melhor relação obtida por Grubisic (2008), para a determinação desta parcela de peso, é apresentada na Equação 26.

$$W_{500} = 0,000772 * (L * B)^{1,784} \quad (26)$$

4.4.1.6. Peso de Outfit

O peso do outfit de uma embarcação está diretamente relacionado com os tipos de equipamentos a bordo. Segundo Grubisic (2008), a Equação 27 apresentou a melhor aproximação para estimar o peso do outfit.

$$W_{600} = 0,0097 * L^{2,132} \quad (27)$$

4.4.1.7. Peso dos Sistemas Especiais

Este grupo abrange todos os pesos dos equipamentos que são específicos para cada tipo de embarcação e pode ser estimado pela Equação 28.

$$W_{700} = 0,000168 * L^{2,936} \quad (28)$$

4.4.1.1. Peso dos Demais Componentes

Além dos sistemas enumerados por Grubisic (2008), o armador estabeleceu que o navio patrulha fosse equipado com canhão do tipo M61 e seis metralhadoras de ação rápida, dispostas de modo a cobrir todas as áreas da embarcação. Seguindo um projeto de navio patrulha semelhante visto em Silva *et al.* (2024), foi selecionado um canhão automático M61 Vulcan de 20 mm, com uma cadência de tiro de 6.000 disparos por minuto (120 kg), seis metralhadoras M2 calibre 12,7×99 mm (69 kg), eficazes contra uma ampla gama de alvos, e duas Lanchas de Ação Rápida (LAR), fornecida pela fabricante nacional GESPI, o modelo ARUANÃ 26 ft de 4 toneladas cada.

Com isso, o peso leve dos dez modelos de embarcação é calculado e apresentado na Tabela 19.

Tabela 19 – Peso leve dos modelos

MODELO	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
100 - Structural Weight [t]	42,02	42,31	48,31	48,47	54,82	60,52	65,39	70,45	74,17	75,37
150 - Superstructure [t]	50,00	50,00	50,00	50,00	50,00	50,00	50,00	50,00	50,00	50,00
200 - Propulsion Weight [t]	9,45	9,50	10,24	10,26	10,88	11,13	11,86	12,54	12,95	13,36
300 - Electrical Power Weight [t]	7,63	7,63	7,79	7,79	7,79	7,79	8,40	9,02	9,92	10,80
400 - Eletronic Equipament Weight [t]	2,49	2,49	2,59	2,59	2,59	2,59	2,59	2,59	2,61	2,60
500 - Auxiliary Machinery Weight [t]	25,43	25,44	26,23	26,23	26,23	26,23	29,22	32,36	32,52	32,47
600 - Outfit Weight [t]	28,87	28,87	29,95	29,96	29,96	29,95	29,95	29,95	30,13	30,07
700 - Special Systems Weight [t]	10,21	10,21	10,74	10,74	10,74	10,74	10,74	10,74	10,83	10,80
Metralhadoras [t]	0,41	0,41	0,41	0,41	0,41	0,41	0,41	0,41	0,41	0,41
Canhão [t]	0,12	0,12	0,12	0,12	0,12	0,12	0,12	0,12	0,12	0,12
LARs [t]	8,00	8,00	8,00	8,00	8,00	8,00	8,00	8,00	8,00	8,00
LWT Total [t]	184,63	184,99	194,39	194,57	201,54	207,48	216,69	226,19	231,66	234,00
Deslocamento [t]	132,33	134,08	169,20	170,12	207,87	240,71	255,75	270,79	284,40	284,38

Fonte: Autor (2026).

Ao analisar os pesos totais dos modelos, concluiu-se que os modelos 1 a 4 possuem peso maior do que o deslocamento, enquanto o modelo 5 não tem a capacidade de comportar o porte bruto estabelecido para cada projeto, sendo descartados da lista de soluções.

4.4.2. Porte Bruto

O porte bruto é a capacidade de carga útil carregada pela embarcação. Para um navio patrulha, ele é composto pela soma dos pesos de tanques de água, combustível, óleo, tripulação, bagagem e mantimentos necessários para os 20 dias de viagem.

Para a tripulação são contabilizadas 45 pessoas pesando em média 100 kg segundo Epstein (2014), cada uma carregando 10 kg de bagagem. O consumo de alimentos foi estipulado em 4 quilos consumidos por pessoa por dia, enquanto o de água para bebida, limpeza e banho foi definido em 30 litros por pessoa por dia. Esses

valores foram definidos em conversas com o armador tendo em vista a atividade de navios já em operação. Toda água utilizada será destinada ao tanque de águas usadas onde ficará armazenada até o fim da viagem quando será removida e devidamente tratada.

O catálogo da Scania especifica a quantidade de óleo necessária para cada motor, além da quantidade de combustível para diferentes valores de potência. Estas quantidades de combustível foram interpoladas para calcular o volume necessário a fim de suprir a potência de velocidade de operação (14 nós) por 20 dias.

Com o cálculo total de pesos, concluiu-se que apenas os modelos 9 e 10 são adequados, tal como pode ser visto na Tabela 20.

Tabela 20 – Cálculo de porte bruto

Modelo	6	7	8	9	10
Tanque água	27,00	27,00	27,00	27,00	27,00
Tanque combustível	14,85	12,00	13,18	13,06	13,12
Óleo	0,12	0,09	0,09	0,09	0,14
Tripulação (45)	4,50	4,50	4,50	4,50	4,50
Bagagem	0,45	0,45	0,45	0,45	0,45
Comida	3,60	3,60	3,60	3,60	3,60
Porte Bruto	50,52	47,64	48,82	48,70	48,81
Peso Total	254,93	260,75	270,90	275,77	277,82
W	240,71	255,75	270,79	284,40	284,40

Fonte: Autor (2026).

4.4.3. Pesos e Centros

Com todos os pesos encontrados, calcula-se o centro de gravidade vertical e transversal das embarcações, apresentados na Tabela 21.

Tabela 21 – Pesos e centros dos modelos 9 e 10

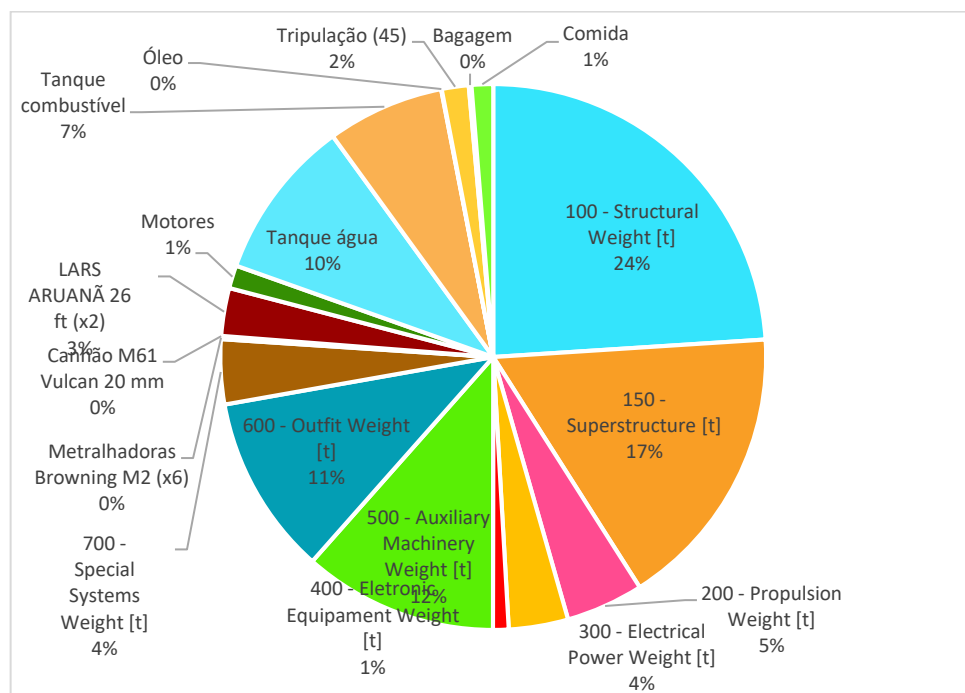
SISTEMA	MODELO 9					MODELO 10				
	PESO [t]	LCG [m]	P*LCG	VCG [m]	P*VCG	PESO [t]	LCG [m]	P*LCG	VCG [m]	P*VCG
100 - Structural Weight [t]	74,174	-1,62	-120,41	1,55	115,06	75,366	-1,67	-125,95	1,66	125,26
150 - Superstructure [t]	50,000	3,08	154,00	4,60	230,00	50,000	3,28	163,75	4,60	230,00
200 - Propulsion Weight [t]	12,981	-2,57	-33,35	0,93	12,07	13,385	-2,51	-33,61	1,00	13,33
300 - Electrical Power Weight [t]	9,921	-1,39	-13,84	1,79	17,72	10,795	-1,34	-14,47	1,91	20,66
400 - Electronic Equipment Weight [t]	2,608	3,05	7,95	2,80	7,30	2,603	3,09	8,05	3,00	7,80
500 - Auxiliary Machinery Weight [t]	32,524	-1,31	-42,64	1,87	60,83	32,471	-1,26	-40,80	2,00	65,07

600 - Outfit Weight [t]	30,131	3,38	101,97	1,37	41,26	30,072	3,43	103,08	1,47	44,12
700 - Special Systems Weight [t]	10,827	2,71	29,38	3,06	33,14	10,798	2,76	29,79	3,28	35,41
Metralhadoras Browning M2 (x2) Proa	0,138	15,50	2,14	3,30	0,46	0,138	15,50	2,14	8,90	1,23
Metralhadoras Browning M2 (x2) Popa	0,138	-21,50	-2,97	3,30	0,46	0,138	-21,50	-2,97	3,50	0,48
Metralhadoras Browning M2 (x2) Teto	0,138	0,00	0,00	8,00	1,10	0,138	-13,00	-1,79	6,20	0,86
Canhão M61 Vulcan 20 mm	0,12	18,55	2,23	3,30	0,40	0,12	18,55	2,23	3,50	0,42
LARS ARUANÃ 26 ft (x2)	8	-17,50	-140,00	3,30	26,40	8	-17,50	-140,00	3,50	28,00
Motor Dianteiro	1,285	-13,63	-17,52	1,09	1,40	1,285	-13,63	-17,52	1,09	1,40
Motores Traseiros	2,57	-16,13	-41,46	1,09	2,79	2,57	-16,13	-41,46	1,09	2,79
Tanque água	27,00	-1,50	-40,50	1,27	34,21	27,00	-1,50	-40,50	1,27	34,21
Tanque combustível	13,06	-6,50	-84,89	0,84	10,98	13,12	-6,50	-85,28	0,84	11,03
Tanque de Águas Servidas	0,00	-3,50	0,00	1,27	0,00	0,00	-3,50	0,00	1,27	0,00
Óleo	0,09	-8,25	-0,76	1,35	0,12	0,14	-8,25	-1,11	1,35	0,18
Tripulação (45)	4,50	3,28	14,74	4,00	18,00	4,50	3,28	14,74	4,00	18,00
Bagagem	0,45	3,28	1,47	4,00	1,80	0,45	3,28	1,47	4,00	1,80
Comida	3,60	12,25	44,10	1,75	6,30	3,60	12,25	44,10	1,75	6,30
LWT	231,70	-0,24		2,36		234,02	-0,22		2,45	
CG	280,40	-0,643		2,22		282,83	-0,623		2,29	
W	284,40					284,40				

Fonte: Autor (2026).

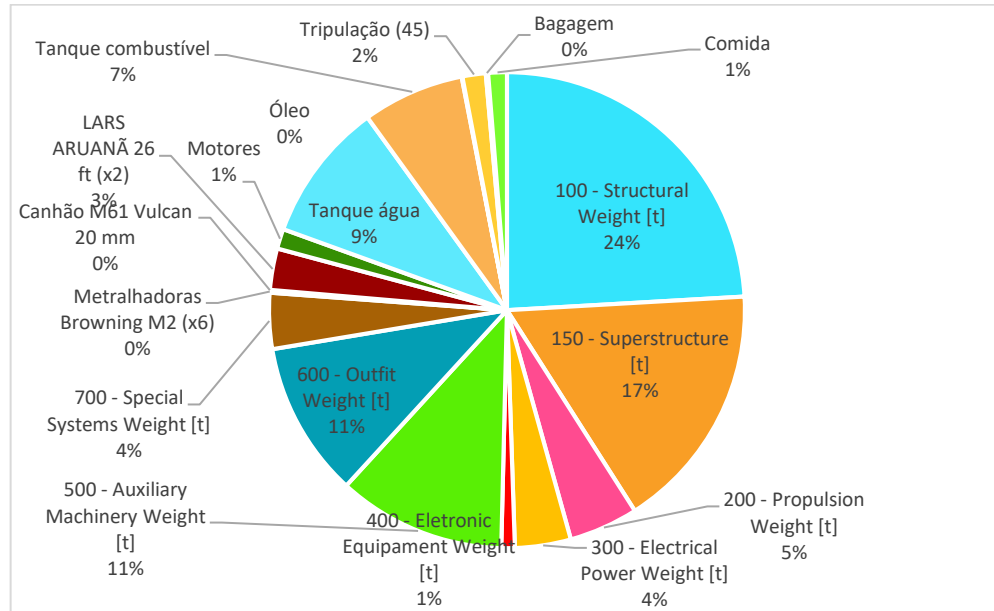
A seguir são apresentados os gráficos de distribuição do peso a bordo referente aos modelos 9 e 10 (Figura 17 e Figura 18), os quais permitem a adequada visualização das parcelas consideradas em cada projeto.

Figura 17 – Distribuição de pesos do modelo 9



Fonte: Autor (2026).

Figura 18 – Distribuição de pesos do modelo 10



Fonte: Autor (2026).

4.5. ESTABILIDADE INTACTA

A estabilidade intacta foi revisitada para os modelos 9 e 10, a qual será discutida ao longo do presente capítulo.

4.5.1. Estabilidade Inicial

O cálculo de estabilidade inicial foi realizado novamente para os modelos restantes, desta vez com as dimensões principais totalmente definidas (Tabela 22). O modelo 9 apresentou um maior GMt, indicando uma melhor estabilidade inicial.

Tabela 22 – Estabilidade inicial dos modelos 9 e 10

MODELO	ESTABILIDADE INICIAL					
	KG	Cwp	KB	C1	BM	GMt
9	2,167	0,718	0,742	0,554	5,084	3,659
10	2,227	0,718	0,741	0,555	5,084	3,598

Fonte: Autor (2026).

4.5.2. Estabilidade a Grandes Ângulos

A estabilidade para grandes ângulos foi testada seguindo as especificações da RINA para embarcações militares, considerando as quatro condições de carregamento estabelecidas pela Norma.

- C1: 100% do DWT e 100% de combustível;
- C2: 100% do DWT e 10% de combustível;
- C3: 0% do DWT e 10% de combustível;
- C4: 0% do DWT e 100% de combustível.

Os critérios mínimos de análise definidos pela normativa, assim como os resultados para os modelos 9 e 10 se apresentam na Tabela 23.

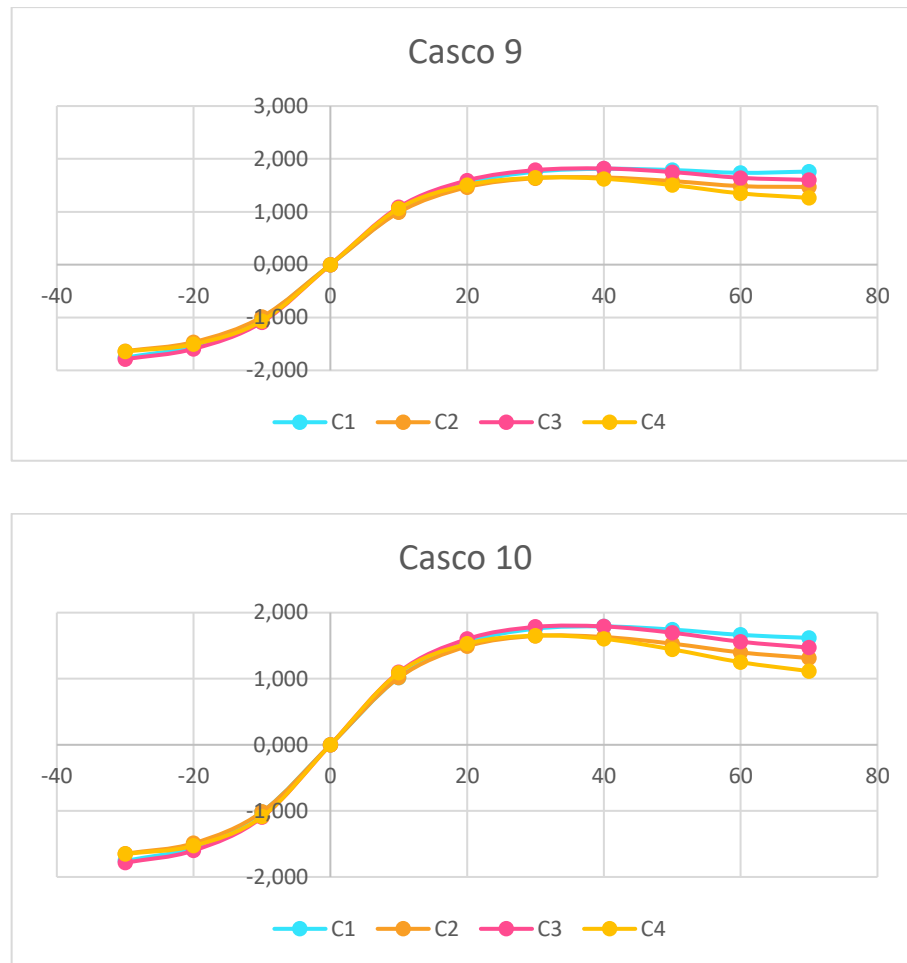
Tabela 23 – Verificação dos critérios de estabilidade

RINAMIL	Mínimo	Modelo 9	Modelo 10
Área abaixo da curva de endireitamento GZ até 30°	0,080 m	0,587 m	0,598 m
Área abaixo da curva de endireitamento GZ até 40°	0,133 m	0,876 m	0,887 m
Área abaixo da curva de endireitamento GZ entre 30° e 40°	0,048 m	0,288 m	0,287 m
Máximo braço de endireitamento	0,300 m	1,651 m	1,655 m
Ângulo máximo para o braço máximo de endireitamento	30,0°	33,6°	31,8°
Altura metacêntrica inicial corrigida para superfície livre	0,300 m	7,222 m	7,217 m
Ângulo de emborcamento	60,00°	78,96°	80,24°

Fonte: Autor (2026).

Por se tratar de um navio militar, há pouca diferença entre a condição carregada e em lastro, bem como das condições de partida e chegada, como evidenciado na Figura 19 que exhibe as curvas de carregamento nos quatro cenários para os modelos 9 e 10, respectivamente.

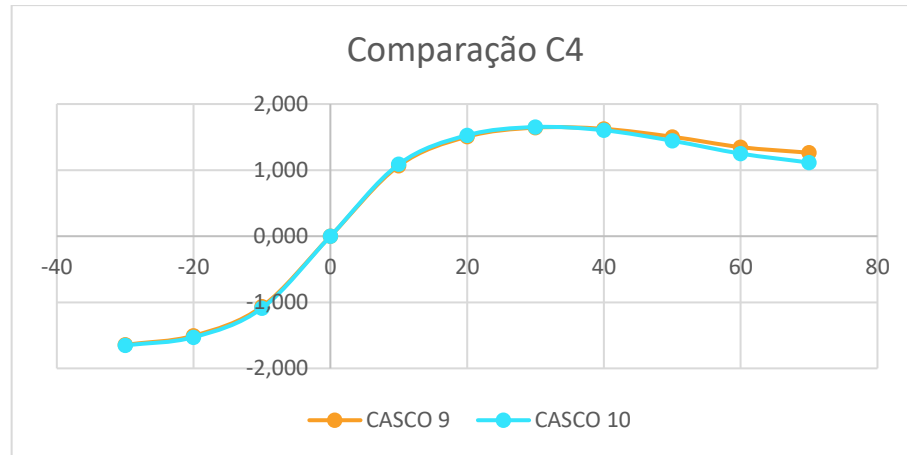
Figura 19 – Curvas de endireitamento



Fonte: Autor (2026).

Em ambos os modelos o caso 4 apresentou o menor ângulo e braço máximos de endireitamento, apresentado na Figura 20. O modelo 9 possui um ângulo máximo 1,8º maior, porém com um braço máximo 0,004 metros menor do que o modelo 10, apresentando assim melhor estabilidade.

Figura 20 – Comparação do caso 4



Fonte: Autor (2026).

Como ambos os modelos atendem aos critérios mínimos de estabilidade, o modelo 10 foi escolhido como o modelo definitivo por melhor acomodar o espaço para o equipamento necessário à tripulação, como discutido na seção 4.2.

4.5.3. Expansão da Análise de Estabilidade

Para fins de melhor compreensão da estabilidade da embarcação, optou-se por expandir os critérios de carregamento e realizar análises para os cenários em que:

- A água para consumo encontra-se totalmente carregada no tanque de água pura ou no tanque de águas usadas;
- O barco encontra-se carregado com uma, duas ou nenhuma das lanchas de acesso rápido.

Desta forma, verifica-se a estabilidade para 18 condições de carregamento na Tabela 24:

Tabela 24 – Análise de estabilidade

CARREGAMENTO	N	%DWT	%COMBUSTÍVEL	%ÁGUA	%ÁGUA USADA	LARS	PESO [t]	LCG [m]	VCG [m]	TCG [m]
100% DWT - 100% C	1	100	100	100	0	2	284,38	-0,752	2,23	0,00
100% DWT - 100% C	2	100	100	100	0	1	280,38	-0,513	2,21	0,04
100% DWT - 100% C	3	100	100	100	0	0	276,38	-0,267	2,19	0,00
100% DWT - 100% C	4	100	100	0	100	2	284,38	-0,942	2,23	0,00

100% DWT - 100% C	5	100	100	0	100	1	280,38	-0,706	2,21	0,04
100% DWT - 100% C	6	100	100	0	100	0	276,38	-0,463	2,19	0,00
100% DWT - 10% C	7	100	10	100	0	2	266,67	-0,370	2,32	0,00
100% DWT - 10% C	8	100	10	100	0	1	262,67	-0,109	2,30	0,05
100% DWT - 10% C	9	100	10	100	0	0	258,67	0,160	2,28	0,00
100% DWT - 10% C	10	100	10	0	100	2	266,67	-0,528	2,32	0,00
100% DWT - 10% C	11	100	10	0	100	1	262,67	-0,270	2,30	0,05
100% DWT - 10% C	12	100	10	0	100	0	258,67	-0,003	2,28	0,00
0% DWT - 100% C	13	0	100	0	0	2	248,70	-0,935	2,30	0,00
0% DWT - 100% C	14	0	100	0	0	1	244,70	-0,664	2,28	0,03
0% DWT - 100% C	15	0	100	0	0	0	240,70	-0,384	2,26	0,00
0% DWT - 10% C	16	0	10	0	0	2	230,98	-0,508	2,42	0,00
0% DWT - 10% C	17	0	10	0	0	1	226,98	-0,209	2,40	0,04
0% DWT - 10% C	18	0	10	0	0	0	222,98	0,101	2,38	0,00

Fonte: Autor (2026).

Foram avaliados 18 cenários de carregamento para os dois modelos, com e sem superestrutura, a fim de avaliar sua influência na estabilidade. O cenário com melhor desempenho de estabilidade foi para ambos o C15 com maior área abaixo do gráfico e braço de endireitamento. O ângulo máximo, porém, apresentou-se em diferentes cenários. No casco sem superestrutura foi o C14, enquanto no casco com superestrutura os primeiros 6 cenários apresentaram o mesmo valor máximo.

Já o cenário de pior desempenho para o casco sem superestrutura foi o C8, enquanto para o casco com superestrutura as áreas mínimas abaixo do gráfico se apresentaram no C11 e os mínimos braço e ângulo de endireitamento no C17.

5. PROJETO PRELIMINAR – SEGUNDA ITERAÇÃO NA ESPIRAL

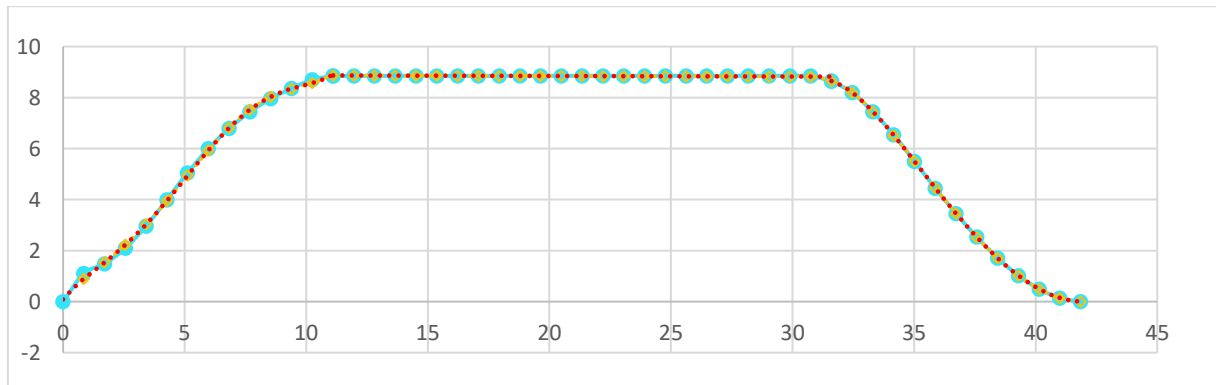
Com o modelo de casco selecionado na primeira iteração da espiral de projeto, inicia-se uma segunda volta revisando dados de forma mais específica e determinando as características de projeto restantes.

O casco escolhido apresenta as seguintes características dimensionais:

- Coeficiente de bloco C_b : 0,567;
- Coeficiente prismático C_p : 0,749;
- Coeficiente da Área da Seção Mestra C_m : 0,757;
- Coeficiente da Área de Flutuação C_{wp} : 0,892;
- LCB: 20,306;
- LCF: 18,765;
- Número de Froude para velocidade de operação: 0,355.

Assim como a curva de áreas seccionais (SAC) no Gráfico 1.

Gráfico 1 – SAC do casco 10



Fonte: Autor (2026).

5.1. SELEÇÃO DE PROPULSOR

A seleção de propulsores foi realizada apenas na segunda iteração da espiral de projeto, após a seleção do modelo de embarcação mais adequado nas etapas anteriores. Nesta seção, são apresentados o processo de seleção da série

sistemática, a determinação dos coeficientes de propulsão e o critério de verificação do hélice.

5.1.1. Série de Wageningen

A série de Wageningen, também conhecida como série B, foi adotada neste trabalho por ser uma das séries sistemáticas de hélices mais consolidadas e amplamente utilizadas na engenharia naval. Essa série abrange uma ampla faixa de condições operacionais, oferecendo resultados experimentais para diferentes configurações geométricas com aproximadamente 120 propulsores, variando-se o número de pás, a razão entre área expandida e área do disco, bem como a razão passo-diâmetro.

A sistematização desses resultados permitiu o desenvolvimento de curvas de desempenho adimensionais que relacionam os coeficientes de empuxo (K_T), torque (K_Q) e eficiência propulsiva (η_0) com o coeficiente de avanço (J), possibilitando a seleção e o dimensionamento preliminar de hélices. A Figura 21 apresenta a faixa de aplicação da série e seus principais limites de validade.

Figura 21 – Séries sistemáticas de propulsão

Series	Number of propellers in series	Range of parameters			D (mm)	r_h/R	Cavitation data available	Notes
		Z	A_E/A_0	P/D				
Wageningen B-series	$\simeq 120$	2–7	0.3–1.05	0.6–1.4	250	0.169	No	Four-bladed propeller has non-constant pitch dist
Au-series	34	4–7	0.4–0.758	0.5–1.2	250	0.180	No	
Gawn-series	37	3	0.2–1.1	0.4–2.0	508	0.200	No	
KCA-series	$\simeq 30$	3	0.5–1.25	0.6–2.0	406	0.200	Yes	
Ma-series	32	3 and 5	0.75–1.20	1.0–1.45	250	0.190	Yes	
Newton–Rader series	12	3	0.5–1.0	1.05–2.08	254	0.167	Yes	
KCD-series	24	3–6 (mainly 4)	0.587 Principal 0.44–0.8	0.6–1.6	406	0.200	Yes	Propellers not geosyms
Meridian series	20	6	0.45–1.05	0.4–1.2	305	0.185	Yes	Propellers not geosyms

Fonte: Carlton (2007).

Os diagramas originais da Série B contém pequenos erros experimentais e uma inconsistência no número de Reynolds. Para corrigir essas falhas, van Oossanen (LEWIS, 1988) desenvolveu, por meio de análises de regressão da Série B,

expressões analíticas para o empuxo (KT) e o torque (KQ). A Figura 22 ilustra a forma desses polinômios gerados.

Figura 22 – Representação polinomial dos coeficientes KT e KQ do hélice

$$\left. \begin{aligned} K_Q &= \sum_{n=1}^{47} C_n(J)^{S_n}(P/D)^{L_n}(A_E/A_O)^{M_n}(Z)^{V_n} \\ K_T &= \sum_{n=1}^{39} C_n(J)^{S_n}(P/D)^{L_n}(A_E/A_O)^{M_n}(Z)^{V_n} \end{aligned} \right\}$$

Fonte: Carlton (2007).

Com isso, foi realizada a implementação computacional desses polinômios, utilizando a linguagem Python no ambiente de desenvolvimento Spyder. Este código foi a base para o desenvolvimento de uma ferramenta que permitiu a seleção otimizada da série B.

5.1.2. Determinação dos coeficientes

O processo de integração casco-hélice foi desenvolvido com base no procedimento proposto

Para a determinação de parâmetros como a relação passo-diâmetro (P/D), a razão de área expandida (Ae/Ao) e o número de pás (Z), é necessário o cálculo de dois coeficientes essenciais: o coeficiente de esteira (w) e o coeficiente de redução da força propulsora (t).

O coeficiente de esteira é um termo fundamental que, considerando a forma do casco, converte a velocidade de avanço da embarcação na velocidade média com a qual o escoamento atinge o propulsor. Para a determinação desse coeficiente foi utilizada a fórmula empírica proposta por Taylor (1943) (Equação 29).

$$w_T = 0,55 * Cb - 0,20 \quad (29)$$

As análises de resistência são frequentemente realizadas com o casco sem o propulsor, o que resulta em uma resistência medida menor e, conseqüentemente, leva a uma estimativa da força propulsora menor do que a realmente necessária para

propelir o navio na velocidade desejada. Para corrigir esses desvios, é introduzido o coeficiente de redução da força propulsora (t), definido pela Equação (30):

$$t = (T - R_t)/T \quad (30)$$

Onde:

- T é a força de empuxo do propulsor;
- R_t é a resistência total ao avanço do navio.

Contudo, a dificuldade em determinar diretamente a força propulsora em condições reais impede a aplicação imediata dessa definição. Por essa razão, será utilizada uma formulação empírica desenvolvida por Holtrop (1982), aplicável a embarcações com dois propulsores, cuja Equação (31) será apresentada a seguir.

$$t = 0,325 * C_b - 0,1885 * \frac{D}{\sqrt{B * T}} \quad (31)$$

Os cálculos desses coeficientes apresentaram os resultados:

- $w = 0,112$
- $t = 0,124$

5.1.3. Curvas de desempenho do propulsor em águas abertas

Com a determinação dos coeficientes propulsivos, juntamente com a velocidade de operação do navio e sua resistência ao avanço correspondente, todos os dados necessários para a seleção do propulsor foram reunidos. Para realizar essa tarefa, foi utilizado um código Python que, de modo iterativo, variava as propriedades A_e/A_o e Z das hélices da Série B, identificando o propulsor com a maior eficiência propulsiva e que atendam ao critério de cavitação estabelecido ($< 5\%$). A Tabela 25 apresenta as características do propulsor selecionado, considerando três velocidades distintas e suas respectivas resistências ao avanço.

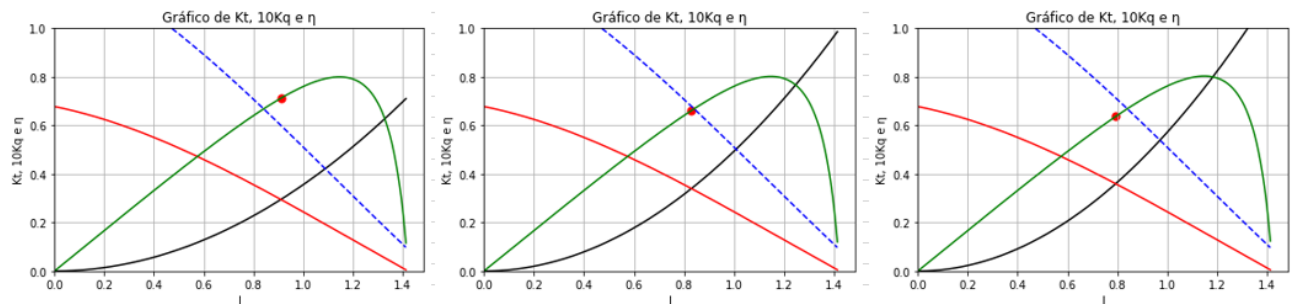
Tabela 25 – Parâmetros do propulsor selecionado

Vs [nós]	Rt [kN]	AE/A0	Z	P/D	J	No	Kqo	rpm
12,0	34,85	1,0	7	1,35	0,910	0,7117	0,0600	328,56
14,0	65,84	1,0	7	1,35	0,829	0,6607	0,0679	420,78
16,0	99,55	1,0	7	1,35	0,793	0,6366	0,0713	502,68

Fonte: Autor (2026).

Os pontos de operação do propulsor, que estão apresentados na tabela anterior, são estabelecidos pela intersecção das curvas KT do casco e KQ do propulsor. Onde essas duas curvas se cruzam, define-se o ponto de equilíbrio do sistema propulsivo, a partir do qual se obtém um valor específico para o coeficiente de avanço do propulsor (J) e o rendimento do propulsor (η) na condição de operação. Este ponto crucial é visualmente representado nos gráficos da Figura 23, que descreve as curvas para as velocidades de 12, 14 e 16 nós respectivamente.

Figura 23 – Curvas do propulsor para 12, 14 e 16 nós



Fonte: Autor (2026).

Sendo:

- Vermelho: curva KT do propulsor;
- Azul: curva 10KQ do propulsor;
- Verde: curva do coeficiente de avanço do propulsor J;
- Preto: curva KT do casco.

5.1.4. Cavitação

A cavitação é um fenômeno hidrodinâmico crítico causado pela queda da pressão local na superfície das pás do propulsor abaixo da pressão de vapor da água.

Isso resulta na formação e subsequente colapso violento de bolhas de vapor, o que acarreta sérios danos por erosão ao propulsor, uma significativa redução de eficiência devido à queda de empuxo, além de um aumento no nível de vibração. Para embarcações mercantes, segundo Molland (2011), o limite aceitável de cavitação encontra-se na faixa entre 2,5% e 5%. A verificação deste fenômeno é, portanto, essencial para garantir a longevidade do propulsor e a eficiência operacional da embarcação.

Para prever e avaliar o risco de cavitação, utilizou-se o Diagrama de Burril. Este método é baseado em ensaios de propulsores em tanques de cavitação, e tem como objetivo, determinar o início da cavitação nos propulsores. Abaixo seguem as equações necessárias para a análise de cavitação de Burril, retiradas de Molland (2011):

$$\tau_c = T * 0,5 * \rho * A_p * VR^2 \quad (32)$$

$$VR = \sqrt{Va^2 + (0,7\pi nD)^2} \quad (33)$$

$$AP = AD(1,067 - 0,229 * P/D) \quad (34)$$

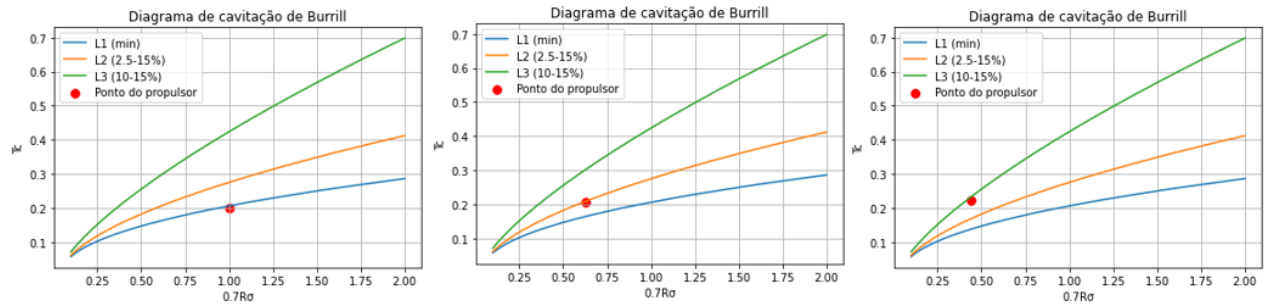
$$\sigma_{07} = (\rho g h_s + P_{ATM} - P_v) / 0,5 \rho VR^2 \quad (35)$$

Onde:

- τ_c é o coeficiente de Burril;
- AP é a área projetada;
- AD é a área expandida;
- VR é o valor da velocidade local a 0,7 do raio do hélice;
- σ_{07} é o número de cavitação;
- h_s é a profundidade do eixo do propulsor;
- P_v pressão de vapor da água salgada (foi considerado 3000N/m²);

Para o propulsor selecionado, e com o auxílio de uma programação em Python, se obtiveram os resultados para as velocidades de 12, 14 e 16 nós respectivamente, demonstrados na Figura 24.

Figura 24 – Critério de cavitação de Burrill.



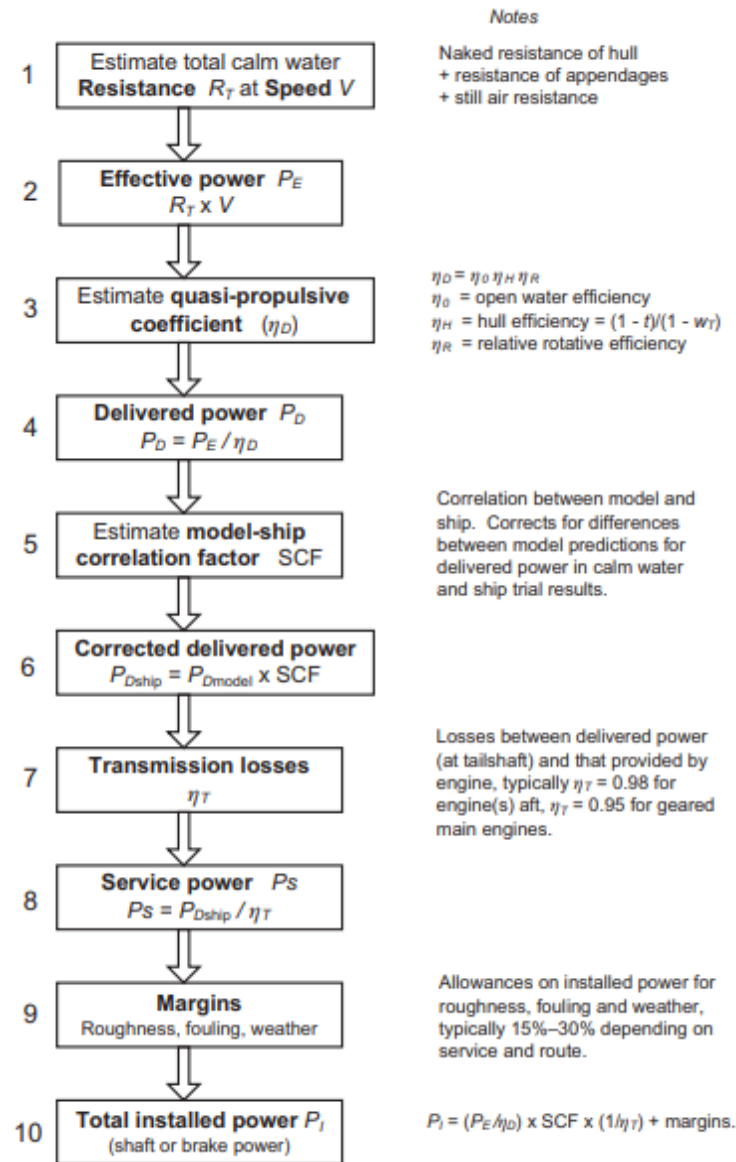
Fonte: Autor (2026).

Com base nos resultados obtidos no gráfico, o critério de cavitação é atendido para o propulsor selecionado, visto que o ponto em vermelho de operação permanece abaixo do limite de cavitação de 2,5% na velocidade de operação e abaixo do limite de 10% na velocidade máxima. Dessa forma, o propulsor selecionado pode ser utilizado.

5.2. INTEGRAÇÃO CASCO-HÉLICE-MOTOR

A integração casco-hélice-motor revisitou a seleção de motores realizada durante a primeira iteração do projeto preliminar. Molland (2011) propõe um fluxograma de passos para determinar a potência instalada do motor apresentado na Figura 25.

Figura 25 – Etapas para o cálculo de potência instalada do motor



Fonte: Molland (2011).

Uma vez realizadas as estimativas da resistência e da velocidade de serviço (etapa 1), é possível realizar a etapa 2 do fluxograma da Figura 24, a qual corresponde a determinação da Potência Efetiva (PE) ou seja, a potência requerida para mover o casco na velocidade de projeto (V_s). O cálculo da Potência Efetiva (PE) é realizado por meio da Equação (36), onde MA representa uma margem de casco e mar, que usualmente é da ordem de 15%.

$$PE = R_t * V_s * MA \quad (36)$$

Na etapa 3 é determinada a Eficiência Propulsiva (η_D), a qual depende da eficiência do propulsor (η_O), eficiência do casco (η_H) e eficiência rotativa relativa (η_R), conforme a Equação (37)

$$\eta_D = \eta_O * \eta_R * \eta_H \quad (37)$$

Onde:

- η_O : É a eficiência do propulsor em águas abertas.
- η_R : É a eficiência rotativa relativa, definida utilizando o modelo empírico proposto por Holtrop (1982), conforme a Equação (38).

$$\eta_R = 0.9737 + 0.111(C_p - 0.0225LCB) - 0.06325P/D \quad (38)$$

- η_H É a eficiência do casco, determinada pela Equação (39):

$$\eta_H = (1 - t)(1 - \omega) \quad (39)$$

Na Etapa 4 do fluxograma, é calculada a Potência Entregue ao Eixo de Transmissão (PD), a qual deve ser maior que a Potência Efetiva (PE) devido às perdas de energia no sistema propulsivo, as quais são representadas pela Eficiência Propulsiva (η_D).

A Potência no Propulsor (PD) é, portanto, obtida pela Equação (40).

$$PD = PE * \eta_D \quad (40)$$

Nas etapas 5 e 6 do fluxograma deve ser considerado o Fator de Correlação Navio-Modelo (SCF), que é um fator de segurança e correção que ajusta as diferenças de rugosidade e atrito entre o modelo testado em escala reduzida e o navio em escala real. Para navios de comprimento menores que 122 metros, Molland (2011) sugere que o fator seja igual a 1,0.

A etapa 7 consiste na determinação da Eficiência de Transmissão (η_T). Esse fator está relacionado com as perdas por atrito presentes no sistema de transmissão.

Segundo Molland (2011), para sistemas de propulsão que possuem caixa redutora entre o motor e o hélice, a eficiência de transmissão adotada deve ser 0,95.

Na etapa 8, calcula-se a potência de serviço (PS). Esta representa a potência requerida no eixo de transmissão após as perdas mecânicas, sendo obtida pela divisão da potência entregue ao propulsor (PD) pela eficiência de transmissão (η_T) conforme Equação (41):

$$PS = PD * \eta_T \quad (41)$$

A etapa 9 envolve a aplicação de margens de segurança para compensar condições operacionais que não estavam incluídas nos cálculos iniciais em águas calmas. Essas margens garantem que o motor selecionado seja capaz de manter a velocidade de serviço do navio sob condições adversas. Para o projeto, a margem de segurança utilizada para o cálculo da potência instalada é de 25%, o que está dentro do indicado por Molland (2011) (entre 15% e 30%).

Na última etapa (etapa 10), é determinada a potência total instalada (PI), apresentada na Equação (42). Esta potência é calculada aplicando a margem de segurança de 25% sobre a potência de serviço (PS).

$$PI = PS \times (1 + 0,25) \quad (42)$$

Todas as etapas e valores para o cálculo da potência instalada são apresentado na Tabela 26.

Tabela 26 – Resultado dos cálculos de potência

		12 nós	14 nós	16 nós
E. Propulsor	No	0,712	0,661	0,637
E. Casco	NH	0,987	0,987	0,987
E. Rotativa	Nr	1,043	1,043	1,043
E. Propulsiva	ND	0,732	0,680	0,655
E. Transmissão	NT	0,95	0,95	0,95
Potência efetiva	PE [kW]	215,12	474,16	819,36
Potência do propulsor	PD [kW]	293,70	697,35	1250,65
Potência de serviço	PS [kW]	309,16	734,05	1316,47
Potência instalada	PI [kW]	386,45	917,56	1645,59
Potência instalada	PI [bhp]	518,2	1230,5	2206,7
	rpm	1340	1502	1703

Fonte: Autor (2026).

Com base no valor da potência total instalada (PI) de 1.645,59 kW, permaneceu-se com o motor DI13 076M de 607 kW (825 hp) da fabricante Scania selecionado na iteração anterior da espiral de projeto. Para atender à potência total requerida pela embarcação, foi determinado que seriam necessários três motores desse modelo, totalizando uma potência instalada de 1.821 kW para que a embarcação alcançasse a velocidade de 16 nós.

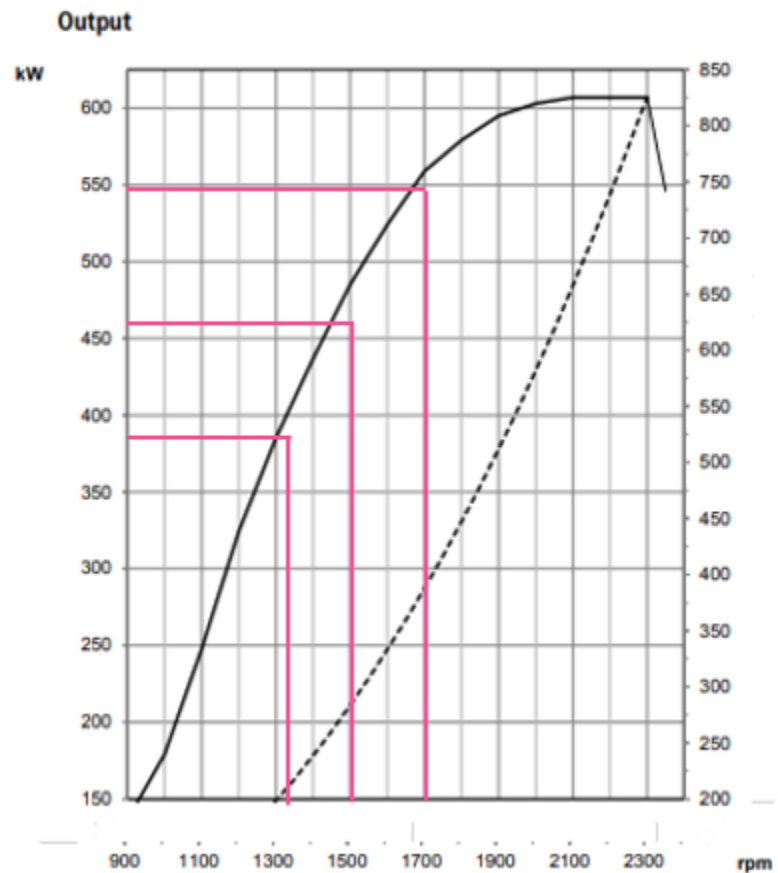
O diagrama de operação apresentado na Figura 26 e os dados da Tabela 27 confirmam a validade da escolha do motor. Os pontos de operação para as três velocidades estudadas situam-se dentro da área de operação ideal do motor. Essa faixa, estabelecida pelo fabricante, evita que o motor seja submetido a estresses térmicos e mecânicos excessivos, que causam falhas, desgaste prematuro, aumento de consumo e/ou emissão de poluentes.

Tabela 27 – Dados do motor

	Rating	Engine speed (rpm)				
		1200	1500	1800	2100	2300
Gross power, full load (kW)	Patrol craft long	324	485	579	607	607
Gross power, full load (hp, metric)		441	659	787	825	825
Gross power, propeller curve (kW)		119	208	329	484	607
Gross power, propeller curve (hp, metric)		162	284	447	658	825
Gross torque (Nm)		2579	3088	3072	2760	2520
Spec fuel consumption. Full load (g/kWh)		211	196	200	205	211
Spec fuel consumption. Propeller curve (l/h)		29	51	80	119	153
Optimum fuel consumption (g/kWh)		195				
Heat rejection to coolant (kW)		255	321	387	423	444

Fonte: Scania (2025).

Figura 26 – Pontos de operação do motor



Fonte: Scania, modificado (2026).

5.3. ESTABILIDADE AVARIADA

A estabilidade avariada de um navio refere-se à sua capacidade de manter a flutuabilidade e o equilíbrio após sofrer danos que comprometam a integridade do casco, resultando na entrada de água em um ou mais compartimentos. Esse conceito é fundamental para avaliar o comportamento da embarcação em situações de emergência, garantindo que ela permaneça estável por tempo suficiente para permitir ações de controle de avarias, salvaguarda da tripulação e, quando possível, continuidade segura da navegação.

A avaliação da estabilidade avariada envolve a simulação de cenários nos quais compartimentos internos são considerados totalmente ou parcialmente inundados. Nessa análise, leva-se em conta a permeabilidade dos compartimentos, definida pela NORMAM-01/DPC como "A razão entre o volume que se assume ser

ocupado pela água (em condição de avariado) e o volume total do compartimento.". Segundo a NORMAM-02/DPC, os valores de permeabilidade recomendados são de:

- 95% para acomodações/dormitórios
- 85% para compartimentos de máquinas
- 60% para espaços de carga (paiois)
- 0% para tanque cheios (combustível, água)

Para a embarcação em estudo, optou-se por adotar uma permeabilidade média de 75% nos compartimentos analisados. Essa decisão se fundamenta na configuração interna do casco da embarcação, na qual predominam compartimentos ocupados por tanques de água potável, água servida, combustível, paiol de munição e espaços habitáveis.

Conforme as diretrizes normativas adotadas, os tanques cheios possuem permeabilidade próxima de 0%, enquanto compartimentos de espaços habitáveis apresentam valor padrão de 95% e espaços de carga 60%. A escolha de um valor intermediário de 75% representa, portanto, uma estimativa conservadora ponderada a partir da taxa de ocupação desses ambientes no arranjo interno do casco, refletindo mais adequadamente as características reais da embarcação analisada.

Essa abordagem busca manter o conservadorismo necessário para a análise de estabilidade avariada, sem superestimar os volumes alagáveis em regiões cuja ocupação por equipamentos limita significativamente a entrada efetiva de água ou em regiões já ocupadas por fluidos, as quais já têm características de densidade semelhante a um compartimento alagado.

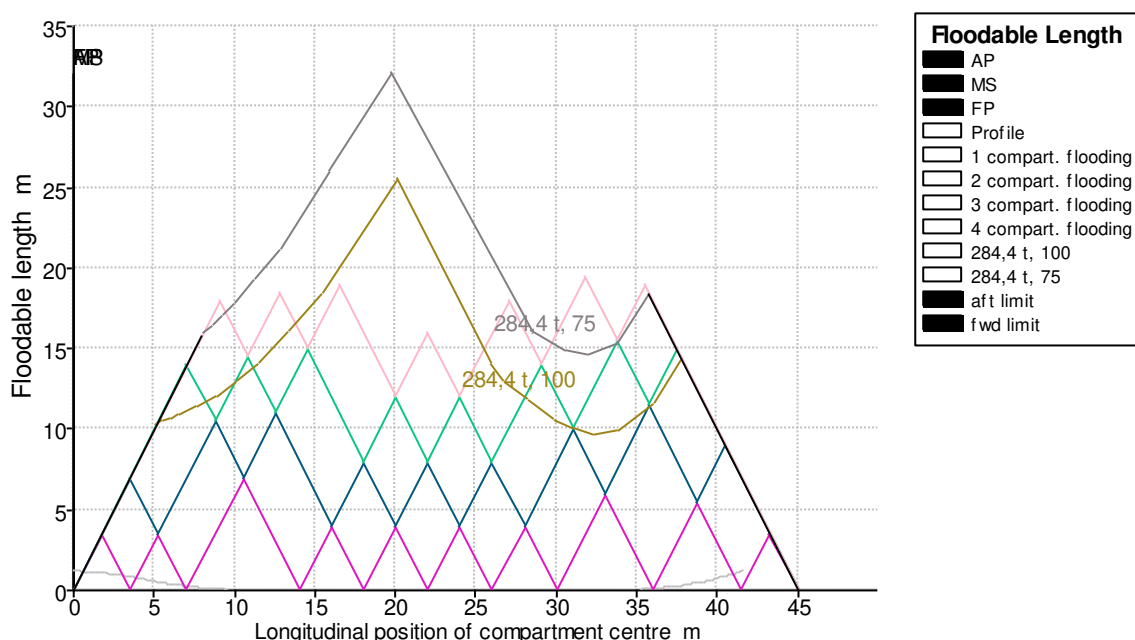
A partir dessas considerações, foi utilizada a ferramenta Maxsurf Stability para simular diversos cenários de alagamento e avaliar a estabilidade residual da embarcação. Com base nas características da embarcação patrulha em estudo, foram geradas curvas de comprimento alagável considerando permeabilidades de 75% e 100%, apresentadas na Figura 27.

Por se tratar de uma embarcação militar, definiu-se um espaçamento entre anteparas estanques que assegure a integridade do navio mesmo no nível de compartimentagem 2, ou seja, a embarcação deve permanecer flutuando e estável mesmo após o alagamento de até dois compartimentos consecutivos. O limite de alagamento é delimitado pela linha marginal, definida pela Convenção SOLAS (IMO,

2004) como sendo 76 mm abaixo do convés ao topo das anteparas a fim de garantir que os demais compartimentos não sejam inundados por água vinda de cima.

Para definir a configuração dos compartimentos estanques, a posição da antepara de colisão à vante foi estabelecida conforme os limites previstos na Convenção SOLAS (IMO, 2004), que determinam sua localização entre 0,05 L e 0,08 L a partir da extremidade de proa. Já a antepara de colisão à ré foi posicionada na metade da distância entre a casa de máquinas e a popa. Assim, definiu-se a antepara de colisão à vante a 3,5 metros da proa e a antepara à ré a 3,5 metros da popa.

Figura 27 – Curvas de comprimento alagável



Fonte: Autor (2026).

A partir dessa análise é possível observar que, considerando um nível de permeabilidade de 75%, a embarcação suporta não apenas o nível 2 de compartimentagem, como o alagamento de até 3 compartimentos consecutivos.

5.4. MANOBRA

Foi realizada uma análise simplificada de dois testes de manobra comumente exigidos por sociedades classificadoras: a parada simples e a parada brusca.

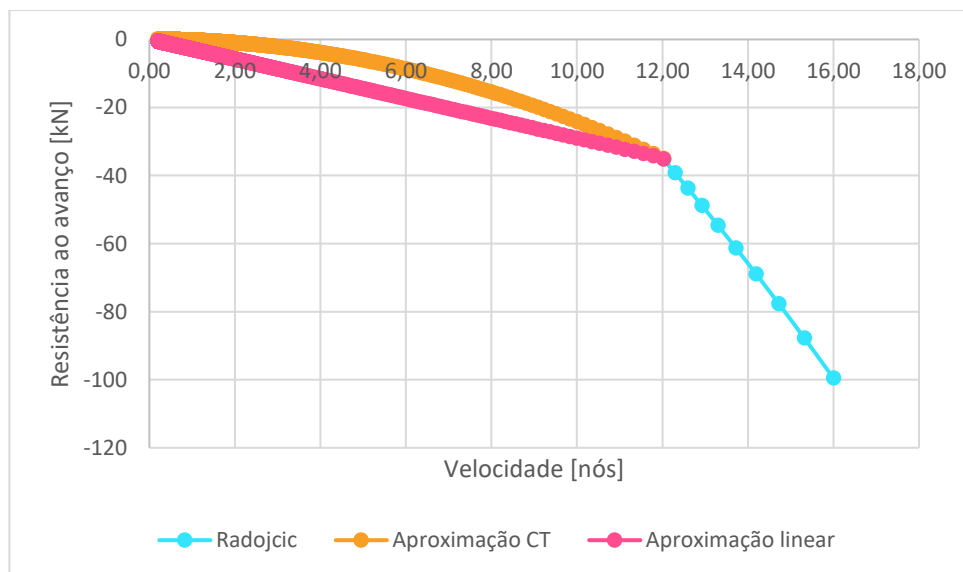
Para realizar os cálculos de manobra, foi necessário definir um polinômio que descrevesse a relação entre a resistência ao avanço e a velocidade de serviço. O método de estimativa da resistência ao avanço de Radojcic (1997) adotado anteriormente não contempla números de Froude Volumétrico inferiores a 0,7. Dessa forma, para determinar a curva de resistência para as demais velocidades, foi realizada uma aproximação utilizando o coeficiente de resistência total (CT), definido pela Equação (43) segundo o ITTC (2002).

$$C_T = \frac{R_T}{\frac{1}{2}\rho S V^2} \quad (43)$$

O coeficiente CT foi calculado para a velocidade de 12 nós e teve seu valor fixado. Como a densidade e a área de superfície molhada são constantes, criou-se uma relação entre resistência total e a velocidade da embarcação utilizada para determinar a resistência ao avanço entre as velocidades de 0 a 12 nós.

Essa abordagem, apesar de não ser precisa visto que o valor de CT se altera com a velocidade, fornece uma curva de resistência mais condizente com o comportamento real quando comparada com uma aproximação linear (Figura 28).

Figura 28 – Polinômio interpolador da resistência



Fonte: Autor (2026).

Com isso, obteve-se a resistência ao avanço para todas as velocidades da embarcação.

5.4.1. Parada simples

O cálculo da Parada Simples é utilizado para determinar a capacidade da embarcação de cessar o movimento de maneira inercial. Nesse teste, o motor simplesmente para de fornecer potência ao propulsor, e o navio navega livremente até parar naturalmente devido à resistência hidrodinâmica.

Para simular o decaimento da velocidade a cada segundo, gera-se uma tabela iterativa que relaciona o decaimento da velocidade a cada segundo, até que uma velocidade aproximadamente nula seja alcançada. Esse decaimento é decorrente da desaceleração dada pela Equação (44).

$$\Delta v = \frac{\text{resistência ao avanço para uma dada velocidade}}{\text{deslocamento da embarcação}} \quad (44)$$

A velocidade inicial menos a velocidade resultante dessa desaceleração em 1s é o dado de entrada na equação polinomial de resistência ao avanço, para essa entrada um novo valor de resistência irá gerar uma nova aceleração e o processo se torna iterativo até que o critério de parada previamente estabelecido de 0,10 nós seja alcançado. Para a parada inercial foram calculados o tempo de parada para a velocidade de operação (Tabela 28) e para a velocidade máxima (Tabela 29).

Tabela 28 – Parada inercial para 14 nós

PARADA INERCIAL V SÉRIÇO									
t [s]	v [nós]	v [m/s]	Rt lin [N]	Rt Ct [N]	Rt [N]	locamento	a [m/s²]	ΔS [m]	vf [m/s]
0	14,00	7,20	-65841	-47433,7	-65841	284400	-0,23151	7,09	6,97
1	13,55	6,97	-58623	-44433,1	-58623,4	284400	-0,20613	13,95	6,76
2	13,15	6,76	-52319	-41843,9	-52319	284401	-0,18396	20,62	6,58
3	12,79	6,58	-46785	-39598,7	-46784,8	284402	-0,1645	27,12	6,42
2925	0,20	0,11	92620	-10,1016	-10,1016	287324	-3,5E-05	1301,37	0,11
2926	0,20	0,11	92620	-10,0949	-10,0949	287325	-3,5E-05	1301,48	0,11
2927	0,20	0,11	92621	-10,0881	-10,0881	287326	-3,5E-05	1301,58	0,10

Fonte: Autor (2026).

Tabela 29 – Parada inercial para 16 nós

PARADA INERCIAL V MÁX									
t [s]	v [nós]	v [m/s]	Rt lin [N]	Rt Ct [N]	Rt [N]	ocamento	a [m/s ²]	ΔS [m]	vf [m/s]
0	16,00	8,23	-99550	-61954,3	-99550	284400	-0,35004	8,06	7,88
1	15,32	7,88	-87769	-56796,6	-87769,2	284400	-0,30861	15,78	7,57
2	14,72	7,57	-77649	-52435,1	-77649,4	284401	-0,27303	23,22	7,30
3	14,19	7,30	-68900	-48721,8	-68900,3	284402	-0,24226	30,39	7,06
2929	0,20	0,11	-574	-10,0978	-10,0978	287328	-3,5E-05	1327,49	0,11
2930	0,20	0,11	-574	-10,091	-10,091	287329	-3,5E-05	1327,60	0,11
2931	0,20	0,11	-574	-10,0843	-10,0843	287330	-3,5E-05	1327,70	0,10

Fonte: Autor (2026).

Verifica-se que o tempo de parada simples e a distância total percorrida são de 48 minutos e 47 segundos e 1,302 km para a velocidade de 14 nós, enquanto para a velocidade de 16 nós são de 48 minutos e 51 segundos e 1,328 km.

5.4.2. Parada brusca

A análise da parada brusca determina a capacidade de parada em uma situação de emergência, a qual é realizada através da reversão dos motores. Esse procedimento perigoso, porém, necessário em situações de emergência, embora resulte em uma desaceleração muito maior do que a parada inercial, também submete todo o sistema propulsivo à uma sobrecarga mecânica que pode causar danos catastróficos a embarcação.

O cálculo é feito de maneira similar à parada simples, porém somando-se o empuxo gerado pelos propulsores (considerando 50% do empuxo normal) à resistência ao avanço. A Tabela 30 e a Tabela 31 mostram os resultados obtidos para o navio em projeto.

Tabela 30 – Parada brusca para 14 nós

PARADA BRUSCA V SERVIÇO									
t [s]	v [nós]	v [m/s]	Rt lin [N]	Rt Ct [N]	Rt [N]	ocamento	a [m/s ²]	ΔS [m]	vf [m/s]
0	14,00	7,20	-65841	-47433,7	-103406	284400	-0,36359	7,02	6,84
1	13,29	6,84	-54571	-42765	-92136,2	284400	-0,32397	13,70	6,51
2	12,66	6,51	-44822	-38808,8	-82386,8	284401	-0,28969	20,07	6,22
3	12,10	6,22	-36332	-35433,8	-73897,4	284402	-0,25983	26,16	5,96
37	0,79	0,40	88556	-149,231	-37714,4	284436	-0,13259	121,72	0,27
38	0,53	0,27	90387	-67,3401	-37632,5	284437	-0,13231	121,92	0,14
39	0,27	0,14	92170	-17,6811	-37582,8	284438	-0,13213	122,00	0,01

Fonte: Autor (2026).

Tabela 31 – Parada brusca para 16 nós

PARADA BRUSCA V MAX									
t [s]	v [nós]	v [m/s]	Rt lin [N]	Rt Ct [N]	Rt [N]	ocamento	a [m/s²]	ΔS [m]	vf [m/s]
0	16,00	8,23	-99550	-61954,3	-137115	284400	-0,48212	7,99	7,75
1	15,06	7,75	-83408	-54908,6	-120973	284400	-0,42536	15,52	7,32
2	14,24	7,32	-69668	-49045,3	-107233	284401	-0,37705	22,66	6,95
3	13,50	6,95	-57877	-44124,8	-95442,1	284402	-0,33559	29,44	6,61
39	0,86	0,44	87986	-180,792	-37745,9	284438	-0,1327	139,38	0,31
40	0,61	0,31	89832	-88,9744	-37654,1	284439	-0,13238	139,63	0,18
41	0,35	0,18	91629	-29,4756	-37594,6	284440	-0,13217	139,74	0,05

Fonte: Autor (2026).

Neste caso, verificou-se que o navio leva 39 segundos e 122 metros para parada total a 14 nós, enquanto leva 41 segundos e 140 metros parada total a 16 nós.

5.4.3. Projeto de leme

Conforme destacado por Rawson e Tupper (2001), o leme é o dispositivo de manobra mais amplamente utilizado em embarcações, sendo responsável pelo controle direcional por meio da alteração do fluxo de água ao redor do casco. A área total (AR) foi calculada a partir da Equação (45) proposta pela DNV (2000).

$$\frac{AR}{LBP * T} = 0,01 [1 + 50 * CB^2(B/LBP)^2] \quad (45)$$

A área mínima encontrada para o leme foi de 0,949 m², dividida entre os três lemes, resultando em uma área mínima de 0,316 m² para cada leme.

Com isso pode-se realizar um estudo de casos com o ângulo variando de 20, 25 e 30 graus, sendo que foram considerado um arranjo com 2 propulsores, dado que esse é o máximo valor permitido na ferramenta computacional.

5.4.4. Raio de giro

Ao ser aplicado o leme, uma força lateral é gerada, inicialmente empurrando a embarcação na direção oposta à guinada desejada. À medida que as forças

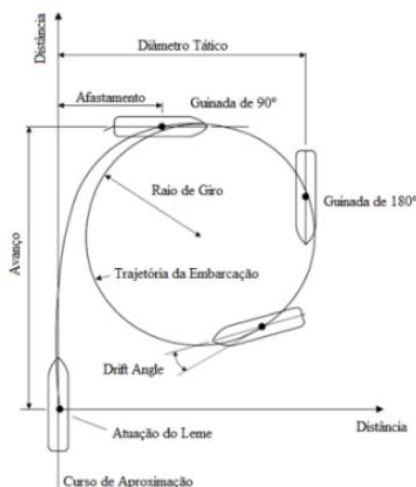
hidrodinâmicas se desenvolvem ao longo do casco, a embarcação desacelera e começa a descrever uma curva progressivamente mais fechada, até alcançar um estado de equilíbrio com raio e velocidade constantes. Esse comportamento é caracterizado por diversos parâmetros, sendo um dos principais o ângulo de deriva, definido como o ângulo entre o eixo longitudinal do navio e sua trajetória real. Esse ângulo varia ao longo do comprimento da embarcação, sendo mais pronunciado na popa, e normalmente é considerado no centro de gravidade (Tupper, 2004).

Outros parâmetros fundamentais incluem o avanço (distância percorrida na direção inicial do movimento até a embarcação atingir uma mudança de 90°) e a transferência (deslocamento lateral do centro de gravidade no mesmo intervalo). Já o diâmetro tático é a distância lateral correspondente a uma guinada de 180° , sendo comum utilizar a razão entre esse valor e o comprimento da embarcação (TD/L) como indicador de desempenho: fragatas modernas podem alcançar valores próximos a 3, enquanto navios mercantes apresentam, em geral, valores entre 4,5 e 7. O raio de giro estabilizado é atingido entre 90° e 180° de mudança de rumo, quando a guinada se mantém uniforme. Nesse estágio, a velocidade estabilizada tende a ser reduzida em relação à velocidade de aproximação, podendo chegar a 60% do valor original, caso não haja aumento de potência (Tupper, 2004).

A taxa de guinada também é um parâmetro importante e representa a variação angular por segundo durante a curva. Fragatas podem atingir até $3^\circ/\text{s}$, enquanto navios mercantes operam entre $0,5^\circ$ e $1^\circ/\text{s}$. O ponto de pivô, definido como a interseção da linha de centro com 125° a perpendicular ao centro da curva, é onde o ângulo de deriva é nulo, localizando-se geralmente a $1/6$ do comprimento a partir da proa. Durante a curva, ocorre ainda a inclinação transversal da embarcação, inicialmente inclinando-se para dentro da curva e, na fase estabilizada, para fora. Essa adernagem resulta de um momento gerado pelas componentes laterais das forças no leme e no casco, juntamente com a força centrífuga atuando no centro de gravidade, sendo equilibrada pelo momento de adriçamento da estabilidade transversal (Tupper, 2004).

É recomendado que esta manobra seja realizada no sentido horário, ou seja, que a embarcação gire no seu sentido bombordo (MOLLAND, 2008). A Figura 29 representa esta manobra.

Figura 29 – Curva de giro



Fonte: American Bureau of Shipping (2025), adaptado.

Buscou-se, portanto, calcular o raio de giro do navio-patrolha por meio do software MPP (Maneuvering Prediction Program), ferramenta computacional desenvolvida para prever o desempenho de manobra de embarcações de superfície. Foram considerados dois lemes, valor máximo permitido pelo software, com área total igual à calculada na seção anterior. Os resultados são apresentados na Tabela 32.

Tabela 32 – Análise de manobrabilidade

Velocidade de Operação - 14 nós						
Ângulo do leme [°]	Diâmetro de giro [m]	Raio de giro [m]	Diâmetro tático [m]	Avanço [m]	Transfer. [m]	Velocidade na curva [nós]
20	325,48	162,74	331,22	215,38	161,23	10,77
25	294,17	147,09	299,91	199,29	144,61	10,47
30	273,30	136,65	279,04	188,56	133,52	10,27

Fonte: Autor (2026).

5.5. PROJETO ESTRUTURAL

A importância do projeto estrutural reside no fato da estrutura do navio ser caracterizada como um subsistema que fornece os meios físicos necessários para a integração dos demais subsistemas, garantindo proteção e suporte adequados à operação dos sistemas individuais (Hughes, 2010). Esse estudo envolve a avaliação da resistência estrutural sob diferentes condições, identificando as solicitações locais e globais geradas.

5.5.1. Cálculo de momento fletor e força cortante

Para analisar as tensões primárias que atuam na embarcação, parte-se da suposição de que o navio pode ser modelado como uma viga com extremidades livres. É importante ressaltar que, nessa abordagem, são excluídos os componentes cujo comprimento seja menor que dois terços do comprimento total, pois tais elementos não exercem influência significativa na resistência longitudinal do casco. Nesse caso, o segundo andar da superestrutura foi desconsiderado.

O projeto estrutural se inicia com a distribuição dos pesos nas situações em que o navio se encontra com 100% e 10% do DWT (Figura 30). Com base na distribuição de cargas apresentada na seção de pesos e centros, que indica as posições dos principais centros de massa presentes a bordo, as massas foram distribuídas ao longo do comprimento da embarcação, adotando-se uma aproximação de distribuição linear de carga para todos os componentes estimados, de modo a simplificar a representação dos esforços atuantes no casco. Manteve-se o centro de cada massa em posição arredondada aos valores calculados na seção 4.4, dado que o método numérico utilizado discretiza o casco em intervalos uniformes de 1 m,

Figura 30 – Pesos distribuídos ao longo do navio

Item	LWT			
	Massa	Xi	Xf	Lx
	t	m	m	m
100 - Structural Weight [t]	75,4	0	41	41
150 - Superstructure [t]	50,0	12	39	27
200 - Propulsion Weight [t]	13,4	10	30	20
300 - Electrical Power Weight [t]	10,8	0	42	42
400 - Eletronic Equipament Weight [t]	2,6	0	43	43
500 - Auxiliary Machinery Weight [t]	32,5	0	42	42
600 - Outfit Weight [t]	30,1	7	45	38
700 - Special Systems Weight [t]	10,8	6	45	39
Armamento	0,5	0	45	45
LARS ARUANÃ 26 ft (x2)	8,0	0	9	9

Item	DWT				
	100%	10%			
	Massa	Massa	Xi	Xf	Lx
	t	t	m	m	m
Tanque água	27,0	2,7	20	22	2
Tanque combustível	13,1	1,3	14	18	4
Tanque de Águas Servidas	0,0	0,0	18	20	2
Óleo	0,1	0,0	12	16	4
Tripulação (45)	4,5	0,5	12	39	27
Bagagem	0,5	0,0	12	39	27
Comida	3,6	0,4	30	39	9
Lastro	1,8	0,0	0	3	3

Fonte: Autor (2026).

Com a distribuição de pesos definida, a curva de flutuação é determinada a partir da interpolação cúbica de curvas de áreas seccionais, extraídas do modelo no software Maxsurf, para diferentes calados indo da quilha até a altura do pontal. Essa representação descreve a flutuação de cada seção transversal em um metro de comprimento do casco. O calado e o trim da embarcação são corrigidos a cada iteração, igualando o peso total de cada seção com o volume deslocado, além de igualar o centro longitudinal de gravidade com o centro longitudinal de flutuação.

A diferença das curvas de flutuação e peso gera a curva de carga, que representa o carregamento vertical total em cada seção do navio. A integração da curva de carga ao longo do comprimento gera a curva de força cortante, resultado da variação de carga distribuída ao longo da viga navio, e indica sua tendência de cisalhamento. A integração desta curva resulta na curva de momento fletor, que descreve os esforços de flexão e indica as regiões de maior solicitação estrutural existente na viga navio.

Para cada situação de carregamento, três cenários são analisados. O primeiro é a situação de mar calmo, na qual o navio está flutuando em água calma, sem influência direta de ondas. Nesse caso, a distribuição de cargas que gera força cortante e momento fletor resulta apenas do peso da embarcação e do empuxo hidrostático.

A segunda e terceira situações analisadas são as chamadas situações de onda crítica, caracterizada por ter o mesmo comprimento da embarcação. Em situações de alquebramento e tosamento, a onda crítica gera as maiores solicitações de tensão de tração e compressão no casco devido à maior parcela de casco fora da água. Embora o navio seja projetado para operação fluvial, a análise estrutural considerando a ocorrência de ondas permite assegurar que o navio possa, eventualmente, se deslocar em mar, seja para manutenção, reposicionamento, ou situação excepcional.

O alquebramento ocorre quando o navio se encontra com a parte central apoiada sobre o topo de uma onda, enquanto a proa e a popa estão nos vales da onda. Nesse cenário, o empuxo é mais intenso na região central, e o peso tende a forçar as extremidades para baixo. Já o tosamento é a situação inversa. Ocorre quando proa e popa estão apoiadas em cristas de onda, enquanto a parte central se encontra em um vale. Nessa condição, o empuxo nas extremidades supera o empuxo no centro, enquanto o peso atua afundando a região central do navio.

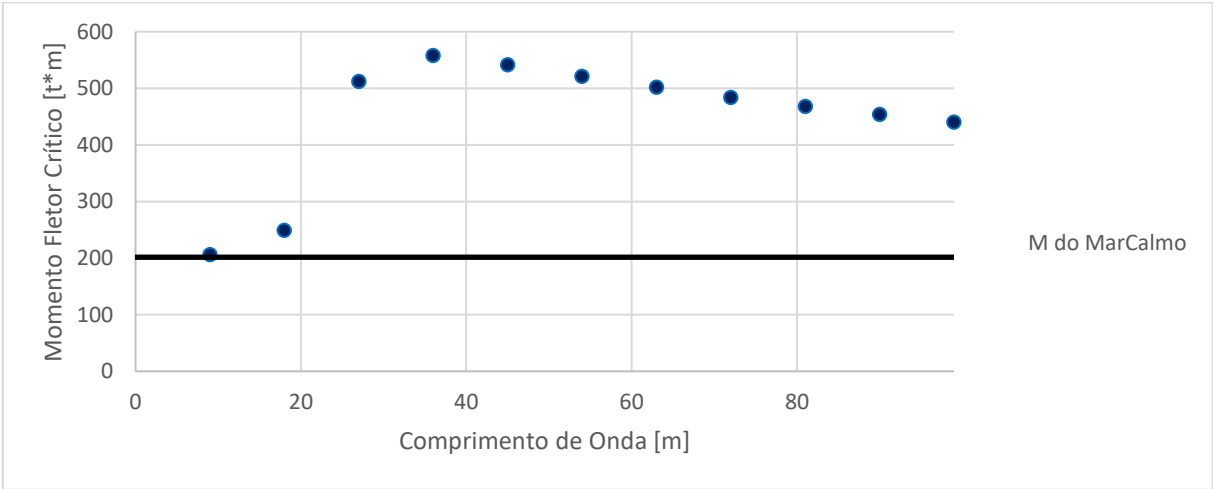
O resultado das 6 análises é exibido na Tabela 33, assim como os gráficos de esforços exibidos no Apêndice C e nas envoltórias apresentadas nas Figuras 31 a 34.

Tabela 33 – Tensões Normais

	10% DWT		MarCalmo 10% DWT		100% DWT		MarCalmo 100% DWT
T(médio) [m]	0,982	1,629	1,134		1,183	1,464	1,286
trim [graus]	0,413	0,520	0,682		0,169	1,157	0,603
Fletor Crítico [t*m]	557,60	-426,00	201,67		516,46	-577,43	160,84
Cortante Crítica [t]	-45,73	-39,35	-20,55		-45,56	-53,35	-19,06
X crit Fletor [m]	21,5	19,5	23,5		22,5	19,5	27,5
X crit Cortante [m]	30,5	11,5	34,5		31,5	11,5	34,5
Natureza de Momento	Alquebramento	Tosamento	Alquebramento		Alquebramento	Tosamento	Alquebramento

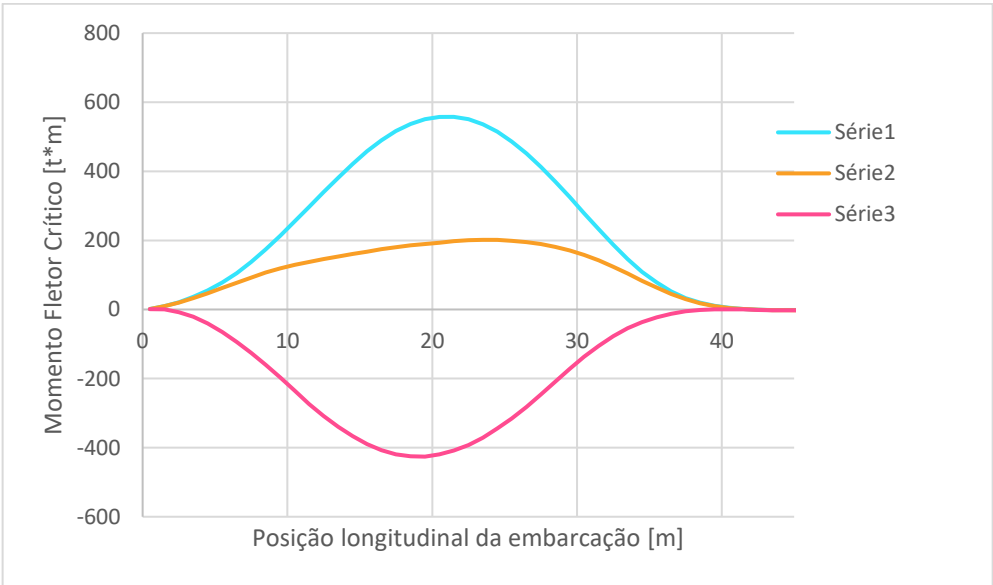
Fonte: Autor (2026).

Figura 31 – Envoltória 10% DWT



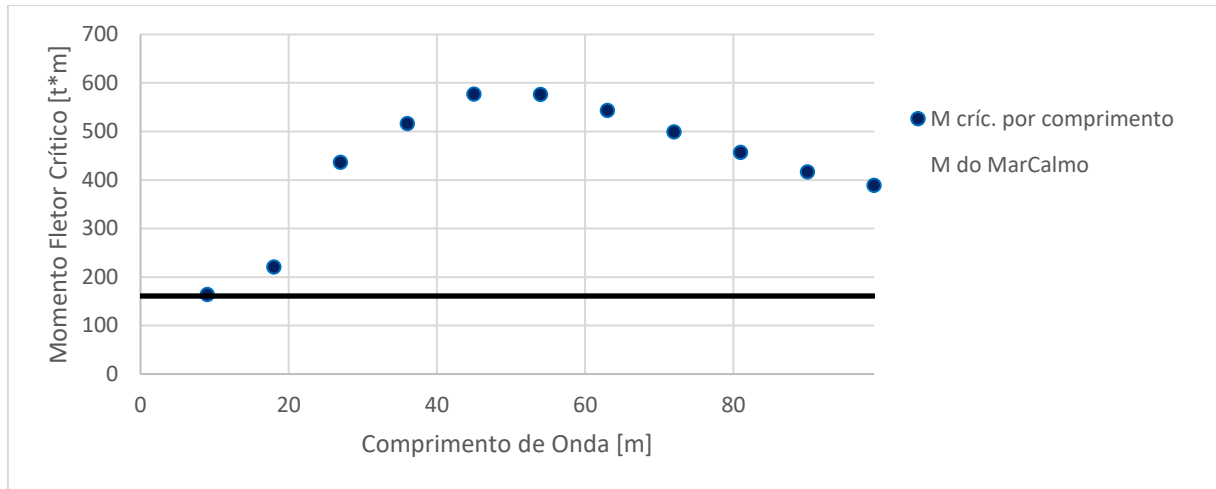
Fonte: Autor (2026).

Figura 32 – Envoltória tipo 2, 10% DWT



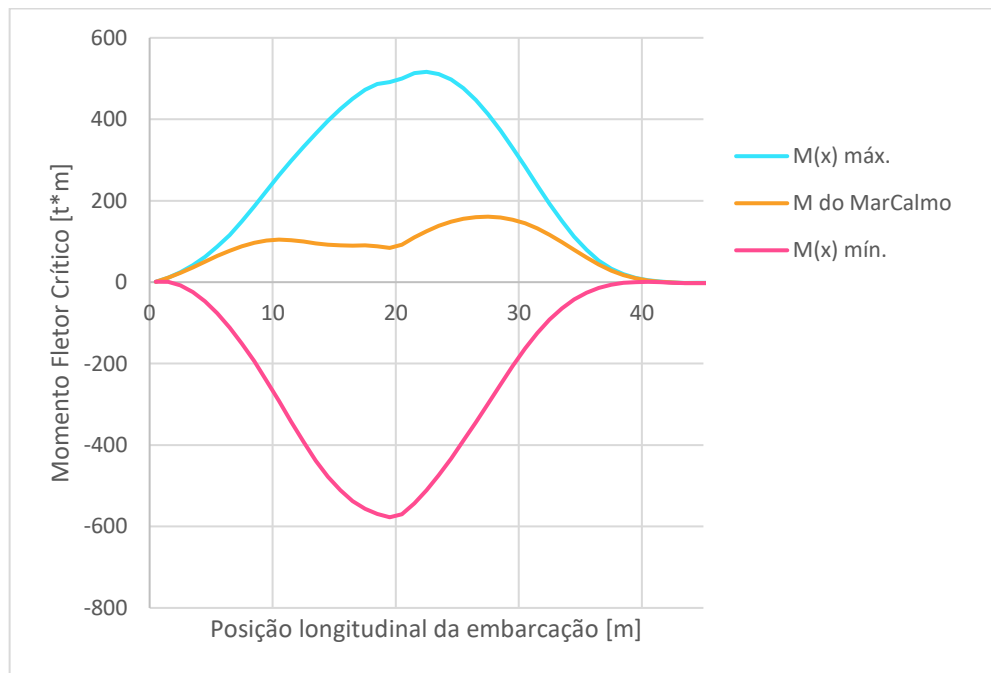
Fonte: Autor (2026).

Figura 33 – Envoltória 100% DWT



Fonte: Autor (2026).

Figura 34 – Envoltória tipo 2, 100% DWT



Fonte: Autor (2026).

5.5.2. Determinação da seção mestra por norma

Para dar início ao cálculo das tensões atuantes na estrutura, é necessário, primeiramente, definir o perfil de chapas e reforçadores que desempenham função estrutural na seção mestra da embarcação. O projeto desta seção baseia-se em normas técnicas, definindo os espaçamentos entre reforçadores como os principais

parâmetros de entrada, os quais exercem influência direta sobre o cálculo das espessuras mínimas de chapeamento e sobre o módulo de seção requerido para os reforçadores.

Esses valores foram determinados neste trabalho com base nos critérios estabelecidos pela American Bureau of Shipping (ABS), especificamente no documento nomeado de *Steel Vessels for Service on Rivers and Intracoastal Waterways*, tendo em vista a embarcação em questão. A partir dos critérios estabelecidos nesse documento foram utilizadas as Equações 46, 47, 48 e 49 para definir as espessuras mínimas do deque superior, deque principal/inferior (possuem a mesma espessura), costados e fundo, respectivamente.

$$t_{\text{mín. ds}} = (0.01 * s + 0.9) \quad (46)$$

$$t_{\text{mín. dp}} = (0.01 * s + 0.25) \quad (47)$$

$$t_{\text{mín. ctd}} = \left(\frac{(s * (h)^{0.5})}{268} + 2.5 \right) * 1.25 \quad (48)$$

$$t_{\text{mín. fnd}} = \left(\frac{s}{671} \right) \left(((Loa - 18.3) * \left(\frac{ds}{Ds} \right))^2 + 2.5 \right) \quad (49)$$

As equações apresentadas determinam as espessuras mínimas nas diferentes regiões da seção mestra em função do menor espaçamento entre reforçadores (s) identificado em cada uma delas. Vale destacar que tais espessuras mínimas foram estabelecidas considerando o uso de chapas de aço naval convencional. Entretanto, no caso em análise, as chapas do casco devem ser fabricadas com material blindado. Assim, a norma também disponibiliza relações para conversão dessas espessuras em equivalentes para aço blindado (high steel), conforme indicado nas Equações 50 e 51, que correspondem, respectivamente, às regiões de costado e fundo. Os valores resultantes das espessuras são apresentados na Tabela 35.

$$t_{\text{mín. chs}} = (t_{\text{mín. ctd}} - C) * ((Q + 2 * (Q)^{0.5})/3) + C \quad (50)$$

$$t_{\text{mín. fhs}} = (t_{\text{mín. fnd}} - C) * Q + C \quad (51)$$

Os espaçamentos, apresentados na Tabela 34, foram definidos de forma arbitrária e ajustados para aumentar ou reduzir a espessura das chapas.

Tabela 34 – Espaçamentos dos reforçadores

		Espaçamento ou Spacing	Quantidade	Vão livre
		s [mm]		Span[mm]
Fundo	Longitudinais	2250	3	2000
Costado	Longitudinais	2250	3	2000
Convés	Longitudinais	2250	3	2000
	Espaçamento Anteparas	4000		

Fonte: Autor (2026).

Tabela 35 – Espessura das chapas

Aço Comum	Espessura [mm]	Catálogo [mm]
Deque Superior	23,4	24,0
Deque Principal/ Inferior	22,8	23,0
Costado	13,6	14,0
Fundo	17,7	18,0
High Steel	Espessura [mm]	Catálogo [mm]
Costado	11,5	12,0
Fundo	13,4	14,0

Fonte: Autor (2026).

As dimensões dos reforçadores longitudinais foram determinadas a partir de um catálogo de modelos (Figura 35), atentando-se para que o módulo de seção de cada reforçador seja superior ao módulo de seção mínimo calculado pela norma (Tabela 36).

Figura 35 – Modelo de reforçador utilizado

Propriedades do Perfil		
Área:	7,500000E+03	
Vca:	2,490000E+02	
Hca:	5,000000E+00	
Inércia em I11:	7,184250E+07	
Inércia em I22:	8,462500E+06	
Propriedades perfil mais chapa colaborante		
Area Total:	7,500000E+03	
Vca:	2,490000E+02	
Hca:	5,000000E+00	
Inércia em I11:	7,184250E+07	
Inércia em I22:	8,462500E+06	
		
Ponto Analisado	Módulo de Resistência	Fator de Cisalhamento
1	W[1]: 8,86944E+05	FatCis[1]: 6,43073E-05
2	W[2]: 1,408676E+06	FatCis[2]: 4,134043E-04
3	W[3]: 0,000000E+00	FatCis[3]: 4,315064E-04
4	W[4]: -2,885241E+05	FatCis[4]: 0,000000E+00
5	W[5]: 0,000000E+00	FatCis[5]: 0,000000E+00
6	W[6]: 0,000000E+00	FatCis[6]: 0,000000E+00

Perfil tipo L fabricado - Desenho

Fonte: Augusto (1996).

Tabela 36 – Verificação do módulo de seção dos reforçadores

	Tipo Reforçador	B Chapa Colab. [mm]	t Chapa Colab. [mm]	Inércia Total [mm ⁴]	SM [cm ³]	SM min [cm ³]
Fundo	Perfil L Fabricado - 2	2250	14,0	454900000	4012	193
Convés	Perfil L Fabricado - 2	2250	23,0	454900000	4012	347

Fonte: Autor (2026).

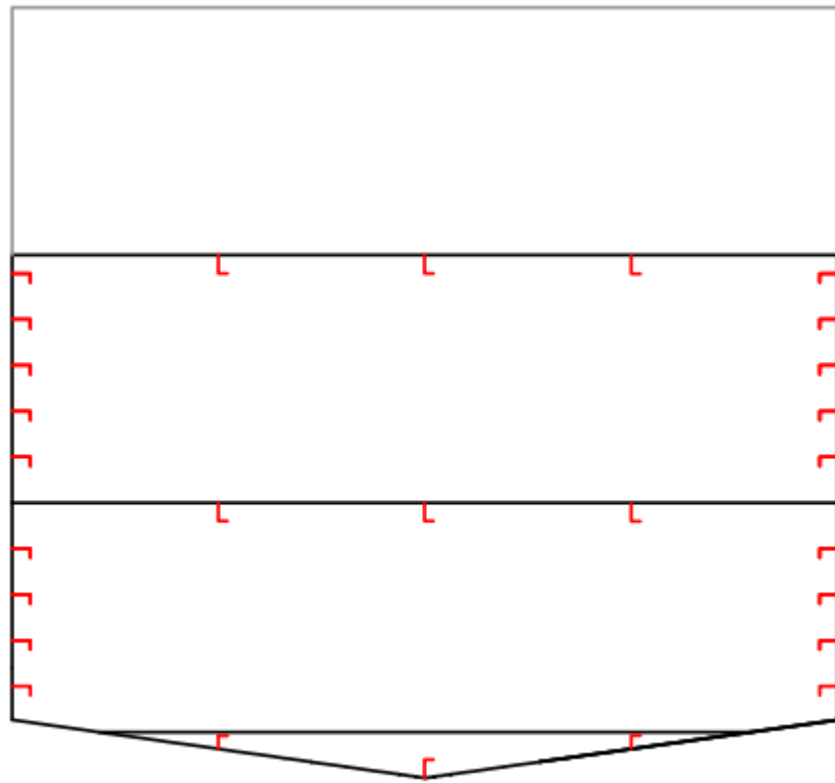
Assim, a seção mestra é representada na Figura 37, cujas características são descritas na Figura 36.

Figura 36 – Características da seção mestra

Área Total da seção	1,01	m ²
Altura Linha Neutra	2,94	m
Inércia Linha Neutra	4,45	m ⁴
SM Requerido	1477,83	cm ² *m
SM Fundo	15157,62	cm ² *m
SM Superestrutura	16133,80	cm ² *m

Fonte: Autor (2026).

Figura 37 – Seção mestra do navio



Fonte: Autor (2026).

O SM da seção calculado no fundo da quilha e convés da superestrutura apresentou valores quase onze acima do valor requerido, indicando que a seção mestra foi superdimensionada.

5.5.3. Tensões primárias

Com a posição da linha neutra definida, calculam-se as tensões primárias normais e de cisalhamento. A tensão normal de flexão é causada pelos momentos fletores globais atuantes ao longo da embarcação, enquanto as tensões de cisalhamento são resultado da atuação da força cortante.

As tensões normais e cisalhantes calculadas nos pontos críticos do fundo, duplo fundo e convés superior são apresentadas na Tabela 37 e Tabela 38 respectivamente.

Tabela 37 – Tensões Normais

10 % DWT			
	Tensão Fundo [Mpa]	Tensão Convés [Mpa]	Tensão Superest. [Mpa]
Tosamento	2,76	-0,06	-2,59
Alquebramento	-3,61	0,08	3,39
100 % DWT			
	Tensão Fundo [Mpa]	Tensão Convés [Mpa]	Tensão Superest. [Mpa]
Tosamento	3,74	-0,08	-3,51
Alquebramento	-3,34	0,07	3,14

Fonte: Autor (2026).

Tabela 38 – Tensões Cisalhantes

10 % DWT			
	Cis. Fundo [Mpa]	Cis. Convés [Mpa]	Cis. Superest. [Mpa]
Tosamento	1,35	1,66	1,19
Alquebramento	1,57	1,93	1,38
100 % DWT			
	Cis. Fundo [Mpa]	Cis. Convés [Mpa]	Cis. Superest. [Mpa]
Tosamento	1,83	2,25	1,61
Alquebramento	1,56	1,92	1,37

Fonte: Autor (2026).

5.5.4. Tensões secundárias

As tensões secundárias dizem respeito às tensões suportadas pelos reforçadores, que recebem diretamente os esforços aplicados às unidades de chapeamento às quais estão soldados. Nos reforçadores do fundo, foi considerada a pressão externa da água no calado no ponto de maior solicitação da seção mestra, além da pressão interna do tanque de água doce cheio. Para o convés principal e superestrutura foi utilizada a pressão mínima exigida pela Norma, a qual corresponde a 0,01 Mpa. Foram calculadas as tensões nos pontos de engaste e meio vão, no topo e na base dos reforçadores, como apresentado na Tabela 39 e Tabela 40 respectivamente.

Tabela 39 – Tensões secundárias para 100% DWT

100% DWT				
Alquebramento	Tensão M(1/2) sup [Mpa]	Tensão M sup[Mpa]	Tensão M(1/2) inf [Mpa]	Tensão M inf [Mpa]
Superestrutura	2,009	4,019	0,653	1,307
Convés	2,009	4,019	0,653	1,307
Reforçador do Fundo	3,406	6,812	1,150	2,300
Tosamento	Tensão M(1/2) sup [Mpa]	Tensão M sup[Mpa]	Tensão M(1/2) inf [Mpa]	Tensão M inf [Mpa]
Superestrutura	2,009	4,019	0,653	1,307
Convés	2,009	4,019	0,653	1,307
Reforçador do Fundo	2,833	5,665	0,956	1,913

Fonte: Autor (2026).

Tabela 40 – Tensões secundárias para 10% DWT

10% DWT				
Alquebramento	Tensão M(1/2) sup [Mpa]	Tensão M sup[Mpa]	Tensão M(1/2) inf [Mpa]	Tensão M inf [Mpa]
Superestrutura	2,009	4,019	0,653	1,307
Convés	2,009	4,019	0,653	1,307
Reforçador do Fundo	2,289	4,578	0,773	1,546
Tosamento	Tensão M(1/2) sup [Mpa]	Tensão M sup[Mpa]	Tensão M(1/2) inf [Mpa]	Tensão M inf [Mpa]
Superestrutura	2,009	4,019	0,653	1,307
Convés	2,009	4,019	0,653	1,307
Reforçador do Fundo	3,152	6,303	1,064	2,128

Fonte: Autor (2026).

Observa-se que os resultados permanecem os mesmos para ambas as condições de onda consideradas no convés e na superestrutura, pois a única tensão secundária influenciada pela coluna d'água é justamente a do fundo. Como não há essa contribuição, não ocorre variação entre os estados de onda analisados.

5.5.5. Tensões terciárias

Novamente, para as tensões terciárias, foi analisado o chapeamento do fundo, teto do duplo fundo e convés do topo da embarcação, considerando a passagem de ondas de tosamento e de alquebramento. Para o cálculo, foram consideradas as mesmas regiões e pressões atuantes utilizadas na análise das tensões secundárias. Todas as chapas apresentaram tensões nominais menores do que o valor mínimo exigido pela ABS, sendo assim a pressão de carga mínima de 0,01 MPa sugerida pela norma foi utilizada. Os resultados são apresentados na Tabela 41.

Tabela 41 – Tensões terciárias

10% DWT				
Alquebramento	P1 - Tensão Long. (Mpa)	P1 - Tensão Transv. (Mpa)	P2 - Tensão Transv. (Mpa)	P2 - Tensão Long. (Mpa)
Reforçador Superestrutura	29,88	8,96	43,95	13,18
Convés	32,54	9,76	47,85	14,35
Reforçador do Fundo	53,13	15,94	78,13	23,44
Tosamento	P1 - Tensão Long. (Mpa)	P1 - Tensão Transv. (Mpa)	P2 - Tensão Transv. (Mpa)	P2 - Tensão Long. (Mpa)
Reforçador Superestrutura	29,88	8,96	43,95	13,18
Convés	32,54	9,76	47,85	14,35
Reforçador do Fundo	86,52	25,96	127,24	38,17

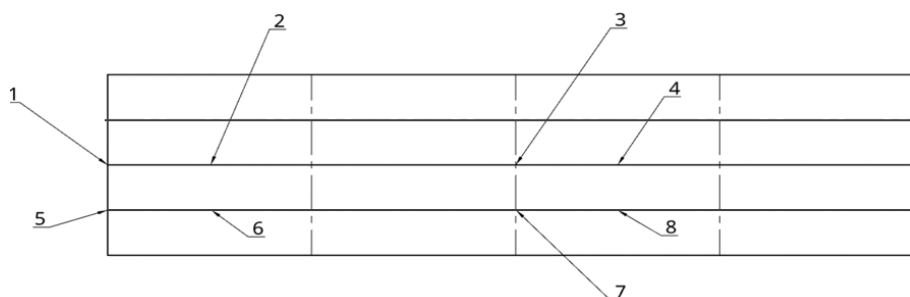
100% DWT				
Alquebramento	P1 - Tensão Long. (Mpa)	P1 - Tensão Transv. (Mpa)	P2 - Tensão Transv. (Mpa)	P2 - Tensão Long. (Mpa)
Reforçador Superestrutura	29,88	8,96	47,85	14,35
Convés	32,54	9,76	43,95	13,18
Reforçador do Fundo	93,51	28,05	137,51	41,25
Tosamento	P1 - Tensão Long. (Mpa)	P1 - Tensão Transv. (Mpa)	P2 - Tensão Transv. (Mpa)	P2 - Tensão Long. (Mpa)
Reforçador Superestrutura	29,88	8,96	43,95	13,18
Convés	32,54	9,76	47,85	14,35
Reforçador do Fundo	77,77	23,33	114,36	34,31

Fonte: Autor (2026).

5.5.6. Composição de tensões

Na composição de tensões, foram analisados 8 pontos diferentes, conforme mostrado na Figura 38. Para a análise das tensões secundárias, os pontos P5 e P7 estão sobre os engastes dos reforçadores, e os pontos P6 e P8 estão sobre os meio vão dos reforçadores.

Figura 38 – Pontos de análise de composição de tensões



Fonte: Autor (2026).

A avaliação da composição das tensões foi realizada por meio da aplicação do Círculo de Mohr. A partir da composição das tensões normal e cisalhante obtidas nas análises primária, secundária e terciária, foi possível identificar as tensões principais em cada ponto avaliado.

Com base nas tensões principais, foi então calculada a tensão equivalente de von Mises, que permitiu avaliar a resistência do material sob estado de tensões triaxial, convertendo-o em um critério de falha equivalente ao de tração pura.

Para o cálculo do fator de segurança, foi considerada uma tensão de escoamento para o aço de 420 Mpa, tensão mínima para aços da classe *High-strength steel* (HSS). As análises de maior tensão e menor fator de segurança para estes três locais são apresentadas na Tabela 42.

Tabela 42 - Composição de tensões notáveis

100% DWT																
	Local	Ponto	Tensão Primária	Tensão Cisalhante	Tensão Secundária	Terciária Longitudinal	Terciária Transversal	Tensão Longitudinal	Tensão Transversal	Tensão Equivalente V.M.	Centro Círculo de Mohr	Raio Círculo de Mohr	Tensão 1	Tensão 2	Tensão Equivalente	FS
b	Fundo	8	-3,34	1,56	1,15	-41,25	-137,51	-43,45	-137,51	163,62	-90,48	47,06	-43,42	-137,54	121,78	3,45
k	Convés	6	-0,08	2,25	2,01	-14,35	-47,85	-12,42	-47,85	55,12	-30,14	17,86	-12,28	-47,99	43,18	9,73
h	Superest	6	3,14	1,37	2,01	-13,18	-43,95	-8,03	-43,95	48,46	-25,99	18,01	-7,98	-44,00	40,60	10,34
10% DWT																
m	Fundo	6	2,76	1,35	1,06	-38,17	-127,24	-34,35	-127,24	147,45	-80,80	46,46	-34,33	-127,26	114,04	3,68
x	Convés	6	0,08	1,93	2,01	-14,35	-47,85	-12,27	-47,85	55,02	-30,06	17,89	-12,17	-47,95	43,18	9,73
t	Superest	6	3,39	1,38	2,01	-13,18	-43,95	-7,78	-43,95	48,31	-25,86	18,13	-7,73	-44,00	40,69	10,32

Fonte: Autor (2026).

Sendo as análises:

- b. Condição 100% de DWT, painel do fundo, fundo da chapa, aquebramento;
- k. Condição 100% de DWT, convés da superestrutura, topo da chapa, tosamento;
- h. Condição 100% de DWT, convés principal, topo da chapa, aquebramento;
- m. Condição 10% de DWT, painel do fundo, fundo da chapa, tosamento;
- t. Condição 10% de DWT, convés da superestrutura, topo da chapa, aquebramento;
- x. Condição 10% de DWT, convés principal, topo da chapa, aquebramento.

Como as tensões apresentaram coeficiente de segurança maior do que 1, o projeto estrutural atende às solicitações de projeto.

6. CONCLUSÃO

O presente trabalho apresentou o desenvolvimento do projeto conceitual e preliminar de um navio patrulha fluvial destinado à operação na bacia amazônica, estruturado a partir de requisitos operacionais previamente definidos pelo armador, a Marinha do Brasil.

Para conduzir o desenvolvimento da embarcação, foi adotada a Espiral de Evans, a qual se mostrou fundamental para organizar o processo iterativo e integrar as diferentes etapas de desenvolvimento, como arquitetura naval, hidrodinâmica, estabilidade, propulsão e estrutura. Tal aplicação permitiu o refinamento progressivo das soluções propostas, possibilitando a identificação e descarte de alternativas que não atenderam aos requisitos estabelecidos.

A utilização de embarcações semelhantes mostrou-se uma técnica adequada para a definição inicial das dimensões principais, mesmo diante da dificuldade de obtenção de informações devido ao caráter militar dessas embarcações. A análise das referências disponíveis permitiu identificar tendências de projeto e estabelecer uma base para a geração das alternativas de casco.

Entretanto, a etapa posterior de modelagem geométrica apresentou limitações, uma vez que a estratégia baseada em modelagem livre, embora possibilitasse ampla exploração de formas, mostrou-se pouco eficiente para a convergência do projeto. Dos dez modelos desenvolvidos, nove foram descartados ao longo da espiral de projeto por não atenderem aos critérios estabelecidos, evidenciando a necessidade de maior integração entre o dimensionamento e os parâmetros de desempenho desejados. Dessa forma, recomenda-se a utilização de ferramentas de modelagem paramétrica, com controle direto sobre coeficientes de forma e características hidrodinâmicas, como alternativa mais adequada para futuros processos iterativos de projeto naval.

A partir da evolução dos modelos de casco, a definição do arranjo interno permitiu avaliar a compatibilidade entre a geometria das embarcações propostas e os requisitos operacionais estabelecidos pela Marinha do Brasil. As primeiras quatro configurações apresentaram restrições de espaço devido às características geométricas dos cascos, principalmente relacionadas à menor boca e ao volume interno disponível, sendo posteriormente descartadas. Com o aprimoramento das

alternativas, foi obtida uma quinta configuração com melhor aproveitamento dos volumes internos, distribuição adequada dos compartimentos e redução da concentração de pesos nos conveses superiores, favorecendo as condições de estabilidade. O arranjo final selecionado atendeu aos requisitos do armador, contemplando os espaços essenciais para a operação da embarcação.

Com a definição da configuração geométrica e do arranjo interno, foram realizadas as análises de desempenho hidrodinâmico e capacidade de carregamento da embarcação. A estimativa da resistência ao avanço, realizada pelo método de Radojcic (1997), permitiu a comparação entre os modelos desenvolvidos, embora apresente limitações devido à sua aplicação original em condições de águas profundas, introduzindo incertezas quanto à sua utilização em ambientes de águas rasas, como os encontrados na região amazônica.

Paralelamente, a análise de pesos e centros possibilitou avaliar a viabilidade das alternativas a partir da compatibilidade entre deslocamento disponível e a distribuição das massas a bordo. A estimativa do peso leve e posicionamento dos centros de gravidade, baseada no método de Grubisic (2008), além do cálculo do porte bruto considerando tripulação, suprimentos e autonomia de 20 dias navegando na velocidade de operação, indicou que apenas os modelos 9 e 10 apresentavam capacidade adequada para atender aos requisitos operacionais.

Os resultados de estabilidade intacta demonstraram que ambos os modelos atenderam aos critérios estabelecidos pela Marinha do Brasil e pela RINA, apresentando margens superiores aos requisitos mínimos em todas as condições avaliadas. Embora o modelo 9 tenha apresentado desempenho ligeiramente superior em alguns parâmetros, o modelo 10 foi escolhido como configuração definitiva devido ao melhor atendimento aos requisitos de arranjo e acomodação, mantendo condições satisfatórias de segurança e estabilidade. Além disso, a análise de estabilidade avariada confirmou a capacidade da embarcação de permanecer estável mesmo em condições superiores ao nível 2 de compartimentagem, suportando o alagamento de até três compartimentos consecutivos.

Após a definição da configuração final, o sistema propulsivo foi dimensionado considerando os requisitos de desempenho, eficiência e segurança operacional. A seleção do hélice baseada na Série de Wageningen permitiu determinar uma configuração adequada por meio da análise dos coeficientes hidrodinâmicos, pontos de operação e verificação do critério de cavitação. A integração casco-hélice-motor

indicou que a potência instalada necessária seria atendida pela utilização de três motores Scania DI13 076M, mantendo os pontos de operação dentro da faixa recomendada pelo fabricante.

Além das avaliações de desempenho e segurança, foram realizadas análises complementares relacionadas à capacidade operacional da embarcação. Os estudos de manobrabilidade permitiram avaliar o comportamento em situações de parada e mudança de trajetória, fornecendo estimativas de distância de parada, dimensionamento preliminar do leme e desempenho em curvas de giro. Os resultados obtidos indicaram que a embarcação apresenta características adequadas de controle e operação para a missão proposta.

Por fim, a análise estrutural evidenciou um elevado nível de conservadorismo no dimensionamento, com módulos de seção e coeficientes de segurança superiores aos valores mínimos necessários. Embora essa abordagem seja aceitável em uma fase preliminar de projeto, ela resulta em uma estrutura potencialmente superdimensionada, reduzindo a eficiência econômica da solução. Dessa forma, etapas futuras devem buscar maior integração entre critérios normativos e métodos de otimização estrutural, permitindo uma redução de peso sem comprometer a segurança da embarcação.

Diante dos resultados obtidos, conclui-se que o trabalho atingiu seu objetivo ao desenvolver uma proposta viável de navio patrulha fluvial em nível conceitual e preliminar, atendendo aos requisitos operacionais estabelecidos. Entretanto, foram identificadas limitações metodológicas que podem afetar a precisão dos resultados, principalmente relacionadas à modelagem geométrica, estimativas hidrodinâmicas e dimensionamento estrutural. Como continuidade do projeto, recomenda-se a utilização de ferramentas paramétricas de modelagem, validação das análises hidrodinâmicas por meio de simulações CFD e otimização estrutural integrada. Esses aprimoramentos possibilitam a evolução da embarcação para níveis mais avançados de detalhamento, aumentando a confiabilidade técnica e a eficiência da solução proposta.

REFERÊNCIAS

AMERICAN BUREAU OF SHIPPING. **Rules for building and classing steel vessels for service on rivers and intracoastal waterways**. Julho de 2025. Disponível em: https://ww2.eagle.org/content/dam/eagle/rules-and-guides/current/conventional_ocean_service/4-rules-for-building-and-classing-steel-vessels-for-service-on-rivers-and-intracoastal-water-ways-2025/4-river-rules-jul25.pdf. Acesso em: 03 jun. 2026.

AUGUSTO, Oscar Brito. **Projeto racional otimizado e automatizado da estrutura de embarcações**. 1996. Tese (Livre Docência) – Universidade de São Paulo, São Paulo, 1996. Acesso em: 18 jun. 2026.

BRASIL. Marinha do Brasil. **Missão e visão de futuro**. Disponível em: <https://www.marinha.mil.br/missao-e-visao-de-futuro>. Acesso em: 08 set. 2025.

BRASIL. Marinha do Brasil. **Marinha do Brasil: 50 anos de proteção na Amazônia**. 2024. Disponível em: <https://www.agencia.marinha.mil.br/protecao-maritima/marinha-do-brasil-50-anos-de-protecao-na-amazonia>. Acesso em: 08 set. 2025.

BRASIL. Marinha do Brasil. **Normas da autoridade marítima para embarcações empregadas na navegação interior**. 2023.

EPSTEIN, Justin. **Cruise Ship Preliminary Design: The Influence of Design Features on Profitability**. Dissertação (M.S.) — University of New Orleans, Department of Naval Architecture and Marine Engineering, New Orleans, 2014.

ESTEFAN, Jeff A. **Survey of Model-Based Systems Engineering (MBSE) Methodologies** – Rev. B. INCOSE MBSE Initiative, 23 maio 2008. Disponível em: https://www.omg.org/sysml/MBSE_Methodology_Survey_RevB.pdf.

EVANS, J. H. Basic design concepts. **Journal of the American Society of Naval Engineers**, v. 71, n. 4, p. 671-678, nov. 1959.

GRUBISIC, I. **Reliability of Weight Predictions in the Small Craft Concept Design**, 6th International Conference on High Performance Marine Vehicles, Naples, Italy, 18-19 sept. 2008.

HUGHES, Owen F. **Ship structural analysis and design**. Jersey City: Society of Naval Architects and Marine Engineeris, 2010.

HOLTROP, J.; MENNEN, G. G. J. **An approximate power prediction method**. **International Shipbuilding Progress**, v. 29, n. 335, p. 166–170, jul. 1982.

INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION. **ISO 12215-5:2019: Small craft — Hull construction and scantlings — Part 5: Design pressures for**

monohulls, design stresses, scantlings determination. Geneva: ISO, 2019.

Disponível em:

<https://cdn.standards.iteh.ai/samples/69552/07bf18840f8c47ec8d1fc54e5f601180/ISO-12215-5-2019.pdf>. Acesso em: 7 jul. 2026.

LAMB, T. **Ship Design and Construction**, v. 2. Jersey City: The Society of Naval Architects and Marine Engineers, 2004.

LEWIS, Edward V. (Ed.). **Principles of Naval Architecture: Volume II – Resistance, Propulsion and Vibration**. 2. rev., 3. ed. Jersey City: Society of Naval Architects & Marine Engineers (SNAME), 1988. ISBN 0-939773-01-5.

NASCIMENTO, L. **Brasil utiliza 30% dos rios para transporte comercial, diz CNT**. 2019. Disponível em: <https://agenciabrasil.ebc.com.br/economia/noticia/2019-10/brasil-utiliza-30-dos-rios-para-transporte-comercial-diz-cnt>. Acesso em: 08 set. 2025.

PAL, M. Ship work breakdown structures through different ship lifecycle stages. In: **International conference on computer applications in shipbuilding**. 30 sept. – oct. 2015, Bremen, Germany. Disponível em: https://f.hubspotusercontent10.net/hubfs/663810/Digitread%20Assets/ICCAS_BreakdownStructuresThroughLifecycleStages.pdf. Acesso em: 26 nov. 2025.

PAPANIKOLAOU, A. **Ship design**: methodologies of preliminary design. Berlim: Springer, 2014.

RADOJCIC, D. Resistance and trim predictions for the NPL high speed round bilge displacement hull series. **International Shipbuilding Progress**, v. 44, n. 441, p. 45–65, 1997.

RAWSON, K. G.; TUPPER, E. C. **Basic Ship Theory**. Oxford: Butterworth-Heinemann, 2001.

RINA – Registro Italiano Navale. **Rules for the classification of naval ships**: effective from 1 January 2025. Genova: RINA, 2025.

RINHEL, A.; SANTOS, I.; TRINDADE, J.; SANTANNA, K.; CARDOSO R. **Relatório de projeto: projeto de um sistema de monitoramento na bacia amazônica**. Joinville: Universidade Federal de Santa Catarina - Centro Tecnológico Joinville, 2023.

SCANIA. **Marine power systems**. Disponível em: <https://www.scania.com/br/pt/home/products/power-solutions/marine-power-systems.html>. Acesso em: 8 fev. 2026.

SILVA, Ana Carolina Paulino da; BILLS, Carla Tata Costa; NUNES, Julián de Almeida; MACCARI, Naila Roberta; KROBEL, Nicolas Fernandes. **Projetos de navios II: navio-patrolha**. Joinville: Universidade Federal de Santa Catarina - Centro Tecnológico Joinville, 2024.

TAYLOR, D.W. **The Speed and Power of Ships**. US Govt. Printing Office, Washington, 1943.

THE SOCIETY OF NAVAL ARCHITECTS AND MARINE ENGINEERS. **Ship Design and Construction**. Sheridan Books, 2003.

TUPPER, E. C. **Introduction to Naval Architecture**. 4. ed. Oxford: Butterworth-Heinemann, 2004.

WATSON, D. G. M. **Practical ship design**. Oxford: Elsevier, 1998.

APÊNDICE A – Embarcações semelhantes

Tabela de embarcações pesquisadas.

n	Nome	Loa [m]	B [m]	T [m]	D [m]	Desloca- mento [t]	Vm [nós]	BHP(1,3 41) [HP]	Pb [KW]	Link - Referência
1	Swiftships - 35 FPV	35,06	7,25	1,50	2,70	151,7	40	7350	5481	https://swiftships.com/vessels/35-meter-fast-patrol-vessel/
2	Swiftships - 45 FPB	45,00	8,23	1,98	3,56	251,2	40	8740	6518	https://swiftships.com/vessels/45-meter-fast-patrol-boat/
3	Damen - Stan Patrol 2205 FRP	22,70	6,10	1,50	2,60	62,4	30	4827,6	3600	https://www.damen.com/vessels/defence-and-security/stan-patrol-vessels/stan-patrol-2205-frp
4	Fassmer 40 Patrol Vessel	41,00	8,40	1,92	3,46	232,0	22	5471,28	4080	https://www.fassmer.de/en/shippingbuilding/products/patrol-vessels/40m-standard-patrol-vessel
5	Mark V Special Operations Craft	25,00	5,25	1,50	5,25	76,2	50	4570	3408	https://en.wikipedia.org/wiki/Mark_V_Special_Operations_Craft
6	Mark VI Patrol Boat Island- class	25,80	6,20	1,20	2,16	72,0	45	10400	7755	https://en.wikipedia.org/wiki/Mark_VI_patrol_boat
7	Patrol Boat Cape-class	34,00	6,40	2,20	3,96	168,0	29,5	7052	5259	https://en.wikipedia.org/wiki/Island-class_patrol_boat
8	Patrol Boat	29,00	6,10	1,96	3,53	105,0	20	8800	6562	https://www.bmt.org/vessel-design-portfolio/vessel/2300/24m-Patrol-Boat
9	BMT 24 Patrol Boat	23,90	5,70	1,20	3,50	69,4	38	3272,04	2440	https://www.bmt.org/vessel-design-portfolio/vessel/2292/31m-Patrol-Boat
10	BMT 31 Patrol Boat	31,20	6,70	1,30	2,34	119,7	45	7295,04	5440	https://www.bmt.org/vessel-design-portfolio/vessel/2301/34m-Patrol-Boat
11	BMT 34 Patrol Boat KNUD e Hansen 38	34,30	7,40	1,40	8,00	145,1	50,5	3272,04	3660	https://www.knudehansen.com/reference/38-m-fast-patrol-boat/
12	FPB HAIZHUI/S HANGAI 3	38,65	7,50	1,40	4,15	184,8	45	3300		
13	Coastal Patrol SHANGAI II	41,00	5,30	1,80	3,24	170,0	25	17600	13125	Jane's Fighting Ships
14		38,80	5,40	1,70	3,06	134,0	30	4800	3579	Jane's Fighting Ships
15	Patrol Craft YP US	32,90	7,30	1,90	3,42	167,0	13,3	1360	1014	https://www.navy.mil/Resources/Fact-Files/Display-FactFiles/Article/2171645/yard-patrol-craft-yp/
16	LIDA CLASS	31,50	6,50	1,60	2,88	135,0	12	1800	1342	Jane's Fighting Ships
17	HANCHON CLASS	35,70	7,90	1,20	2,16	145,0	10	1200	895	Jane's Fighting Ships
18	SEA DOLPHIN HYUNDAI TYPE	37,00	6,90	1,70	3,06	148,0	37	12000	8949	Jane's Fighting Ships
19	PIRATINI CLASS	32,20	6,00	1,40	2,52	110,0	25	2200		Jane's Fighting Ships
20	TAKATSU KI CLASS	29,00	5,80	2,00	3,60	146,0	17	4400	3281	Jane's Fighting Ships
21	AKAGI CLASS	35,00	6,70	1,30	2,34	180,0	35	10400	7755	Jane's Fighting Ships
22	HAYANAM I CLASS	35,00	6,30	1,30	2,34	115,0	28	10688	7970	Jane's Fighting Ships
23	ASOGIRI CLASS	35,00	6,30	2,30	4,14	190,0	25	8000	5966	Jane's Fighting Ships
24	CENTAUR O CLASS	33,00	6,30	1,40	2,52	88,0	30	10400	7755	Jane's Fighting Ships
25		28,40	5,95	1,40	2,52	89,0	26	7200	5369	Jane's Fighting Ships

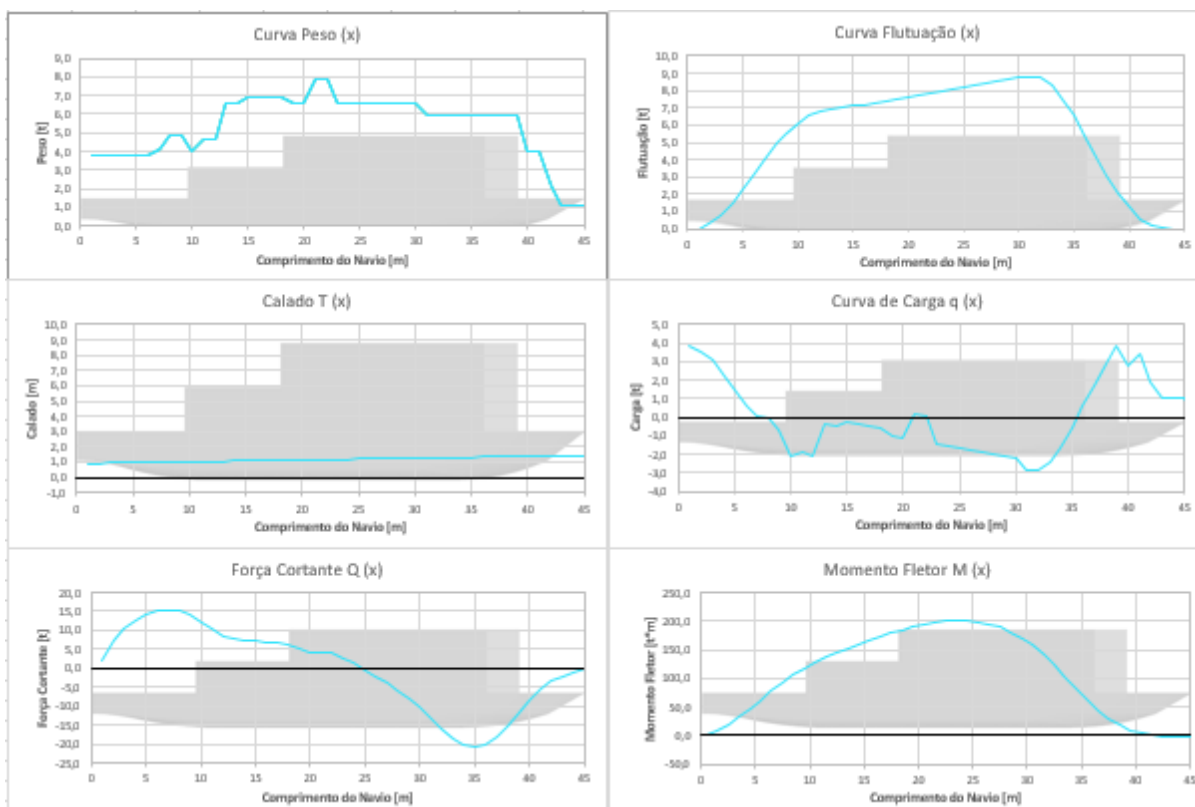
26	SHERSHEN CLASS	34,70	6,70	1,50	2,70	170,0	45	24075	17953	Jane's Fighting Ships
27	OPV	80,60	13,60	3,80	6,50	1814,0	21,00	21322,00	15900	https://www.cotecmar.com/construcciones/patrullera-de-zona-economica-exclusiva
28	OPV-93	93,00	14,00	4,10	7,00	2665,0	18,00	11796,25	8797	https://www.cotecmar.com/construcciones/buque-patrullero-de-mar
29	CPV	46,25	7,09	2,12	4,30	326,0	19,00	4504,02	3359	https://www.cotecmar.com/en/products/coastal-patrol-vessel
30	PAF-LIVIANA	30,00	7,00	1,00	3,10	110,5	9,60	340,00	254	https://www.cotecmar.com/en/products/light-riverine-patrol-support-vessel
31	NPafu Roraima - P 30	46,30	8,45	1,60	2,88	365,0	11	1825		https://www.naval.com.br/nqb/R/R057/R057.htm
32	NPafu Piratini - P 10	28,95	6,10	1,90	3,42	105,0	15	1100		https://www.naval.com.br/nqb/P/P095/P095.htm
33	NPafu Bracuí - P 60	47,60	10,50	3,10	5,58	770,0	10	3400		https://www.naval.com.br/nqb/B/B061/B061.htm
34	Flamant-class	54,00	10,00	2,20	3,96	477,0	23	3050	2274	https://en.wikipedia.org/wiki/Flamant-class_patrol_vessel
35	Flamant-class patrol vessel	54,00	10,00	2,20	3,96	477,0	23	3050		https://en.wikipedia.org/wiki/Flamant-class_patrol_vessel
36	Chamsuri-class patrol boat	33,10	6,92	1,75	3,15	156,0	20	10800	8100	https://en.wikipedia.org/wiki/Chamsuri-class_patrol_boat
37	Type 062I-class gunboat	41,00	5,30	1,80	3,24	170,0	25	4400	3281	https://en.wikipedia.org/wiki/Type_062I_gunboat
38	Car Nicobar class	48,90	7,50	2,10	3,78	315,0	35	11084	8266	https://en.wikipedia.org/wiki/Car_Nicobar-class_patrol_vessel
39	Mangust-class	19,45	4,40	0,89	1,60	27,2	50	1500	16	https://en.wikipedia.org/wiki/Mangust-class_patrol_boat
40	USS Cyclone (PC-1)	52,00	7,60	2,30	4,14	336,0	35		10000	https://en.wikipedia.org/wiki/USS_Cyclone
41	BRP Nestor Acero	32,65	6,20	1,25	2,25	86,0	40			https://en.wikipedia.org/wiki/BRP_Nestor_Acero
42	NPafu500-BR	58,90	9,00	2,50	5,20	492,0	13			https://www.defesaareanaval.com.br/naval/nareshore-2022-emgepron-ira-construir-12-navios-patrolha-de-500-toneladas

APÊNDICE B – Relações dimensionais das embarcações semelhantes

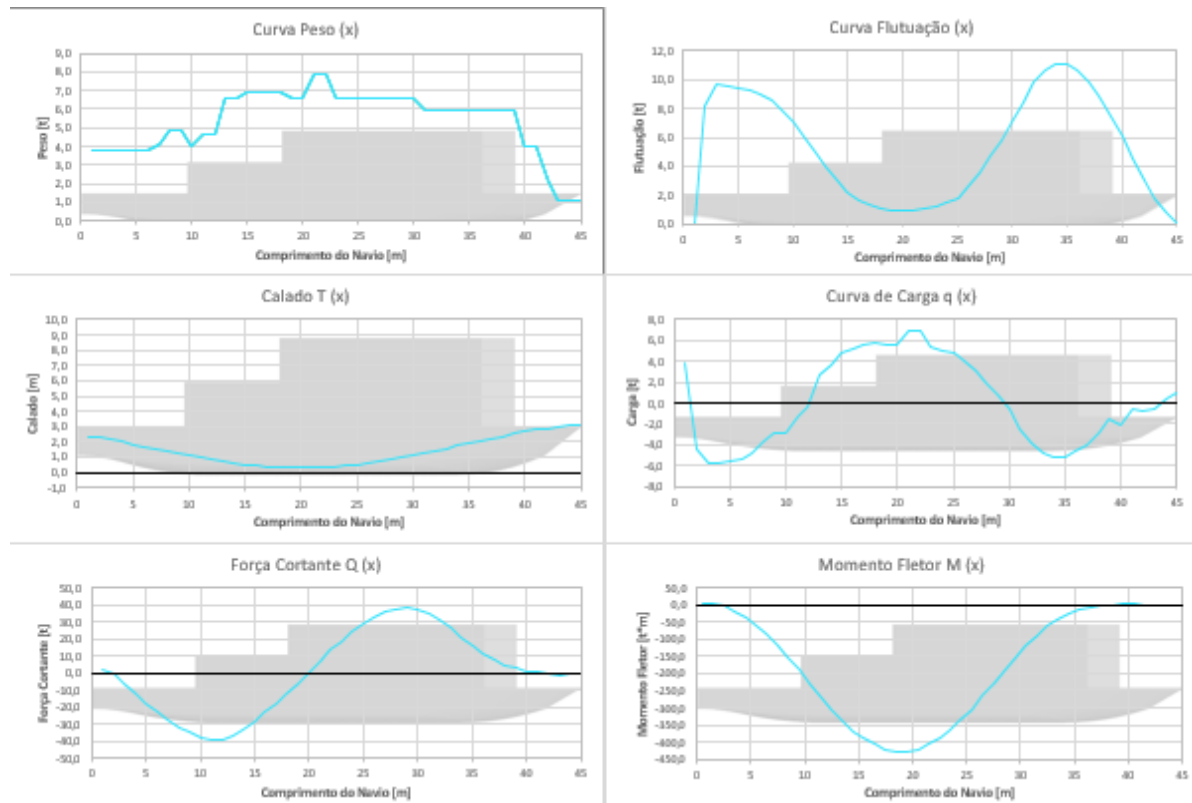
n	Média	5,325	4,192	128,663
	Nome	L/B	B/T	desl/T
1	Swiftships - 35 FPV	4,836	4,833	101,1
2	Swiftships - 45 FPB	5,468	4,157	126,8
3	Damen - Stan Patrol 2205 FRP	3,721	4,067	41,6
4	Fassmer 40 Patrol Vessel	4,881	4,375	120,8
5	Mark V Special Operations Craft	4,762	3,500	50,8
6	Mark VI Patrol Boat	4,161	5,167	60,0
7	Island-class Patrol Boat	5,313	2,909	76,4
8	Cape-class Patrol Boat	4,754	3,112	53,6
9	BMT 24 Patrol Boat	4,193	4,750	57,9
10	BMT 31 Patrol Boat	4,657	5,154	92,1
11	BMT 34 Patrol Boat	4,635	5,286	103,6
12	KNUD e Hansen 38 FPB	5,153	5,357	132,0
13	HAIZHUI/SHANGAI 3 Coastal Patrol	7,736	2,944	94,4
14	SHANGAI II	7,185	3,176	78,8
15	Patrol Craft YP US	4,507	3,842	87,9
16	LIDA CLASS	4,846	4,063	84,4
17	HANCHON CLASS	4,519	6,583	120,8
18	SEA DOLPHIN	5,362	4,059	87,1
19	HYUNDAI TYPE	5,367	4,286	78,6
20	PIRATINI CLASS	5,000	2,900	73,0
21	TAKATSUKI CLASS	5,224	5,154	138,5
22	AKAGI CLASS	5,556	4,846	88,5
23	HAYANAMI CLASS	5,556	2,739	82,6
24	ASOGIRI CLASS	5,238	4,500	62,9
25	CENTAURO CLASS	4,773	4,250	63,6
26	SHERSHEN CLASS	5,179	4,467	113,3
27	OPV	5,926	3,579	477,4
28	OPV-93	6,643	3,415	650,0
29	CPV	6,523	3,344	153,8
30	PAF- LIVIANA	4,286	7,000	110,5
31	NPaFlu Roraima - P 30	5,479	5,281	228,1
32	NaPaCo/NPa Piratini - P 10	4,746	3,211	55,3
33	NPa Bracuí - P 60	4,533	3,387	248,4
34	Flamant-class	5,400	4,545	216,8
35	Flamant-class patrol vessel	5,400	4,545	216,8
36	Chamsuri-class patrol boat	4,783	3,954	89,1
37	Type 062I-class gunboat	7,736	2,944	94,4
38	Car Nicobar class	6,520	3,571	150,0
39	Mangust-class	4,420	4,944	30,6
40	USS Cyclone (PC-1)	6,842	3,304	146,1
41	BRP Nestor Acero	5,266	4,960	68,8
42	NPa500-BR	6,544	3,600	196,8

APÊNDICE C – Gráficos de tensões

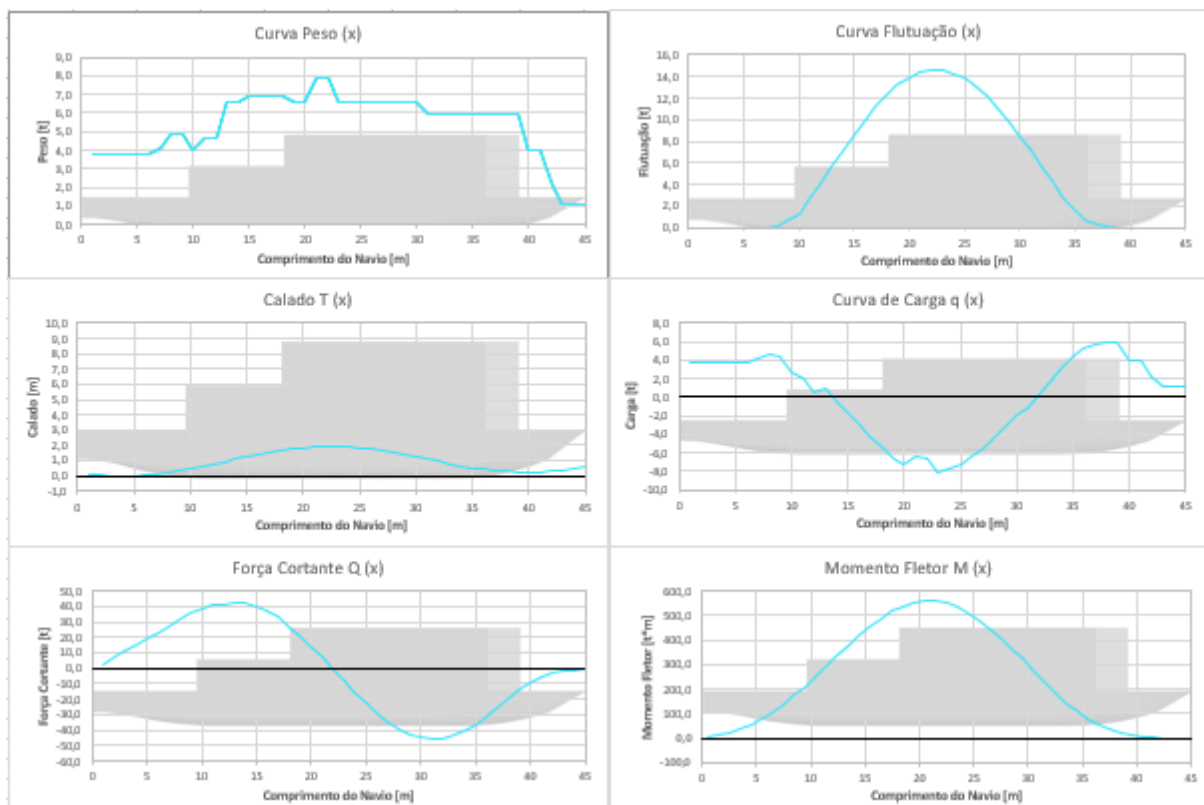
Mar calmo, 10% DWT.



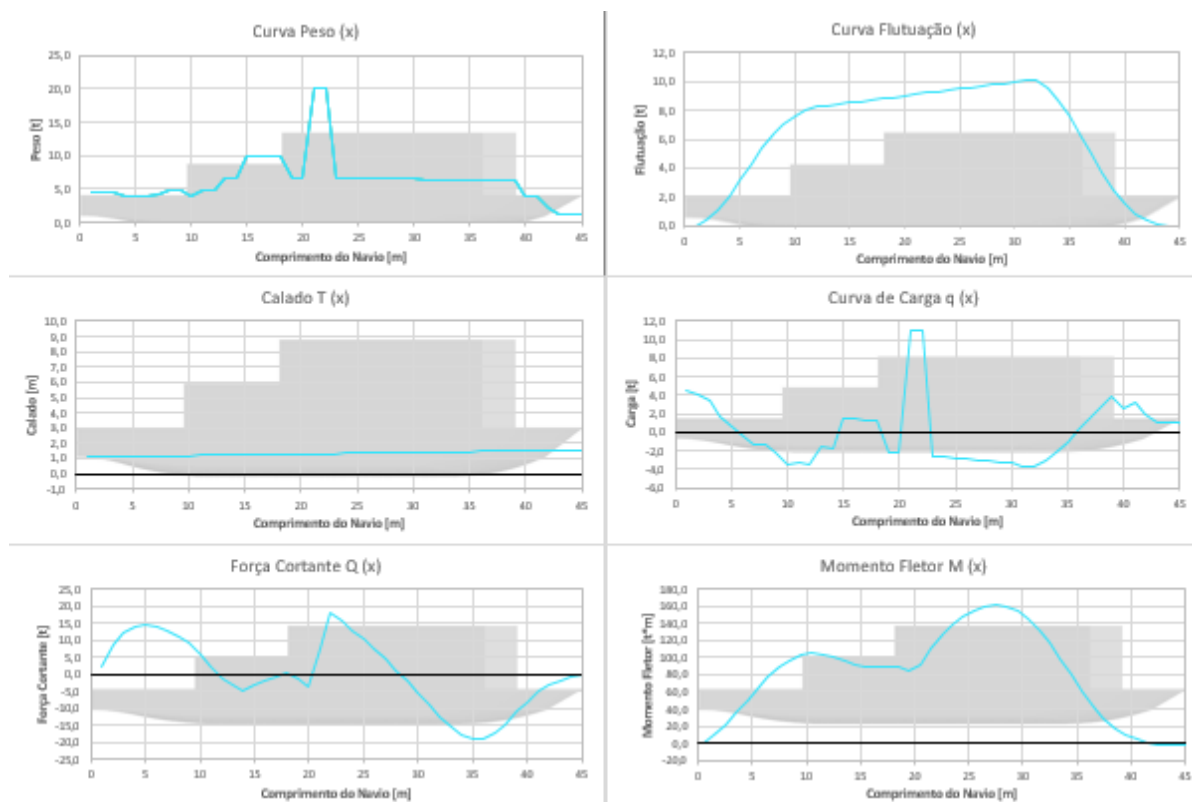
Tosamento, 10% DWT.



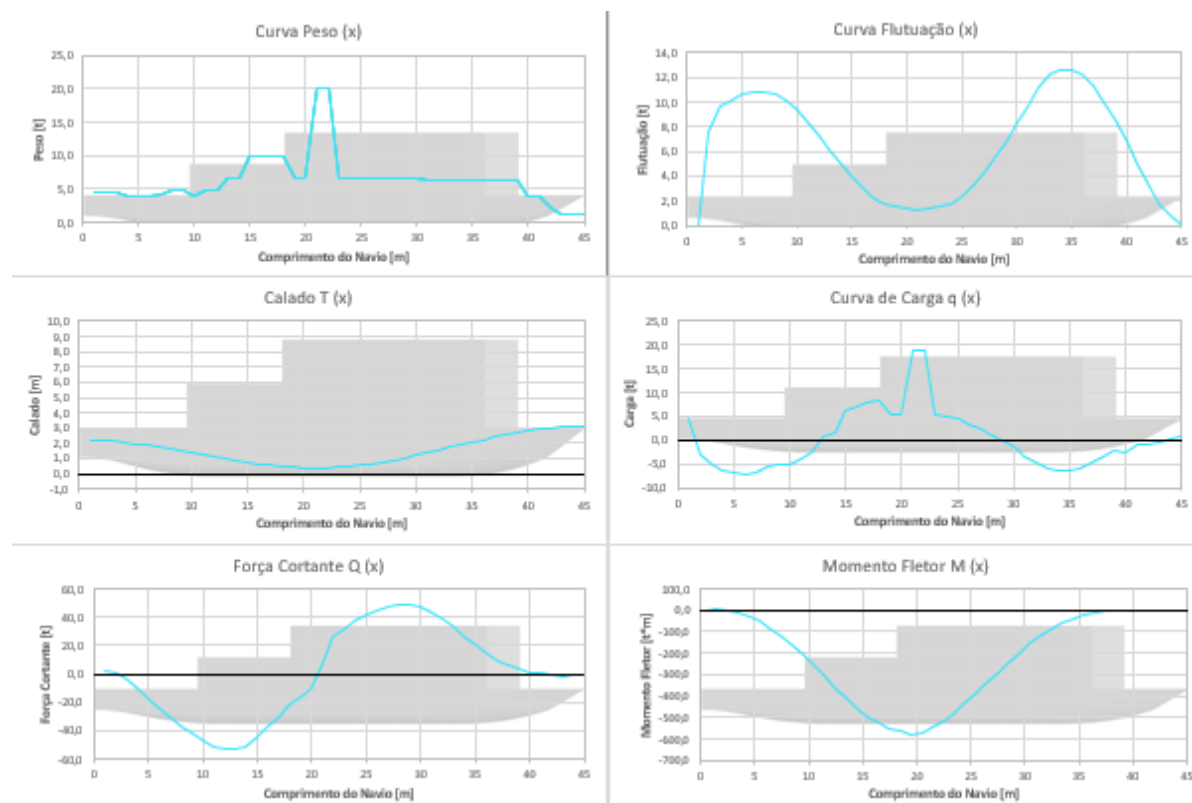
Alquebramento, 10% DWT.



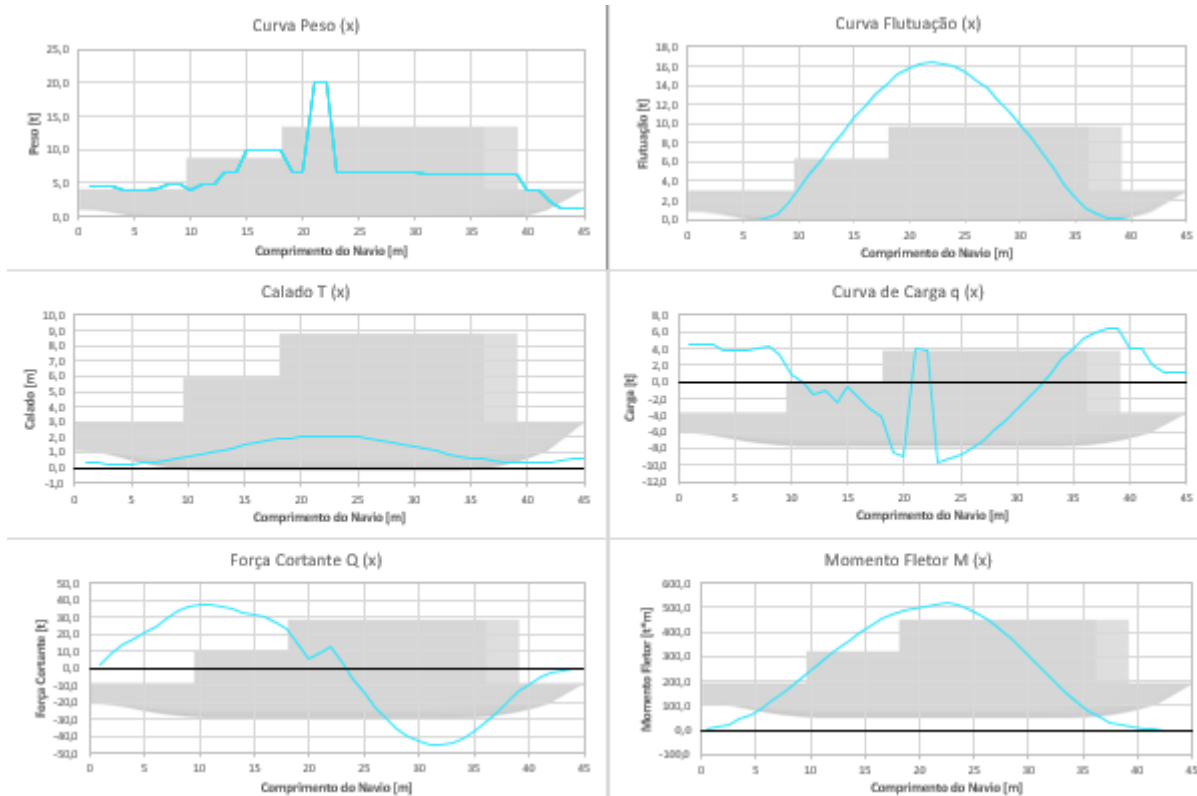
Mar calmo, 100% DWT.



Tosamento, 100% DWT.



Alquebramento, 100% DWT.



ANEXO A – Modelo independente de velocidade

Modelo independente de velocidade de Radojcic (1997).

$$\left(\frac{R_T}{\Delta} \right)_{100000} = a_0 + a_1 x_1 + a_2 x_2 + a_3 x_3 + a_5 x_5 + a_{12} x_{12} + a_{13} x_{13} + a_{16} x_{16} + a_{19} x_{19} + a_{20} x_{20} + a_{22} x_{22} + a_{23} x_{23} + a_{26} x_{26} + a_{27} x_{27}$$

	F_{nv}											
a_i	0.8	1.0	1.2	1.4	1.6	1.8	2.0	2.2	2.4	2.6	2.8	3.0
a_0	0.012677	0.031092	0.057789	0.070863	0.080384	0.092592	0.105658	0.113350	0.118892	0.123105	0.120859	0.115058
a_1	-0.008102	0.000000	0.008445	0.004134	0.000962	0.005733	0.010769	0.007299	-0.001703	-0.014977	-0.041899	-0.077104
a_2	0.000061	-0.014184	-0.042841	-0.044967	-0.041259	-0.043200	-0.046379	-0.042913	-0.039950	-0.034003	-0.017179	0.005255
a_3	-0.002725	0.007983	0.015331	0.013614	0.014880	0.022656	0.031878	0.031266	0.023441	0.008990	-0.022888	-0.067378
a_5	-0.001185	0.002904	0.010337	0.013687	0.009803	0.008203	0.007646	0.013292	0.026694	0.043975	0.057718	0.071086
a_{12}	0.004254	-0.003601	0.000000	0.005111	0.012468	0.012205	0.010466	0.000922	-0.018860	-0.043354	-0.046133	-0.048406
a_{13}	-0.025702	0.000000	-0.000655	-0.013832	-0.038512	-0.043373	-0.050962	-0.050318	-0.036356	0.000000	0.051148	0.057769
a_{16}	0.001395	0.000062	0.000000	0.002578	0.004118	0.005143	0.006964	0.008068	0.009177	0.009824	0.009804	0.008532
a_{19}	0.004913	0.005626	0.004361	0.004098	0.004899	0.004763	0.010023	0.012955	0.012276	0.006514	-0.008769	-0.034102
a_{20}	-0.005901	0.002059	0.010917	0.001183	0.000667	0.002649	0.002493	-0.003659	-0.018867	-0.033644	-0.057179	-0.101116
a_{22}	0.015476	0.000000	-0.003984	0.011616	0.030670	0.033934	0.044572	0.047574	0.025806	-0.015288	-0.047272	-0.062657
a_{23}	-0.008887	0.002059	0.006095	0.001874	-0.004834	-0.006093	-0.009346	-0.010929	-0.015162	-0.020789	-0.019478	-0.051664
a_{26}	-0.008427	0.005375	0.016608	0.006989	0.001094	-0.001804	-0.010127	-0.017531	-0.033868	-0.050023	-0.060285	-0.118198
a_{27}	-0.033521	0.010811	0.008090	-0.023857	-0.057101	-0.064610	-0.081529	-0.080688	-0.063470	-0.014102	0.040157	0.073258
R^2	0.9847	0.9950	0.9977	0.9966	0.9952	0.9944	0.9931	0.9946	0.9952	0.9902	0.9952	0.9985
F-test	232.5	1001.5	1963.0	1064.9	741.9	647.8	519.1	636.2	665.3	319.9	525.9	1209.7
Std. err.	0.00045	0.00078	0.00109	0.00136	0.00154	0.00153	0.00168	0.00151	0.00140	0.00209	0.00142	0.00084
Number of cases	61	61	61	61	61	61	61	59	56	51	47	38

Table 1 Resistance polynomial terms, regression coefficients and important statistics