

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA  
CENTRO DE ENGENHARIAS DA MOBILIDADE  
CURSO DE ENGENHARIA NAVAL

MARINA PAULI

**ANÁLISE DO PROJETO ESTRUTURAL E ESTABILIDADE  
TRANSVERSAL DO VELEIRO DE PESQUISA ECO UFSC60**

Joinville  
2016

MARINA PAULI

**ANÁLISE DO PROJETO ESTRUTURAL E ESTABILIDADE  
TRANSVERSAL DO VELEIRO DE PESQUISA ECO UFSC60**

Trabalho apresentado ao Curso de Graduação em Engenharia Naval da Universidade Federal de Santa Catarina como parte dos requisitos para a obtenção do título de Engenheiro Naval.

Orientador: Dr. Thiago Pontin  
Tancredi

Co-orientador: Dr. Orestes  
Estevam Alarcon

Joinville

2016

## **AGRADECIMENTOS**

Ao meu orientador Thiago Pontin Tancredi e coorientador Orestes Estevam Alarcon pelo ensinamento e oportunidade de fazer parte do projeto do Veleiro ECO-UFSC60. Ao engenheiro Andrea Piga pela paciência e ensinamentos passados ao longo da monografia. E finalmente aos meus amigos e familiares, que sempre me incentivaram e me apoiaram em todos os momentos.

## RESUMO

Este trabalho consiste em uma análise do projeto estrutural e estabilidade transversal de um veleiro do tipo *ketch* voltado para expedições de pesquisas oceânicas que se encontra em construção no Parque Sapiens em Florianópolis. Nesse projeto são apresentados os cálculos estruturais e análises de estabilidade estática e dinâmica para garantir que o veleiro atenda aos requisitos do armador. O armador, neste caso, é a própria Universidade Federal, que pretende utilizar a embarcação para atividades de educação ambiental, treinamento de alunos de graduação, pós-graduação e reciclagem de docentes (Programa Nacional de Experiência Embarcada). O trabalho se concentra no dimensionamento do projeto estrutural desse veleiro por recomendações empíricas disponíveis na literatura e utiliza procedimentos e regras oferecidas pela IMO e DNV para análise da estabilidade transversal. As ferramentas utilizadas para esses processos são planilhas do Excel e o software Rhinoceros. Por fim, os resultados obtidos são analisados e comparados com a embarcação já em construção. Comparando o projeto estrutural do veleiro com o veleiro ECO-UFSC60 pode se observar um aumento do peso total da estrutura e um aumento da eficiência, sofrendo uma menor tensão por quantidade de massa. Em relação à estabilidade transversal, a estabilidade estática do veleiro obedece a regra da IMO considerando o pior caso (embarcação carregada com a quilha recolhida e 10% de combustível), porém na estabilidade dinâmica não são todos os critérios da DNV que são aprovados no pior (embarcação carregada com a quilha recolhida e 10% de combustível) e no melhor caso (embarcação descarregada com a quilha estendida e combustível cheio).

**Palavras-chave:** Veleiro, Projeto Estrutural, Estabilidade.

## ABSTRACT

This report consists of an analysis of the structural design and transversal stability of a sailboat with a ketch mast which will be for ocean research expeditions. This sailboat is under construction in Park Sapiens in Florianópolis. The goal of this report is to develop the structural calculations and static and dynamic stability analysis to ensure that the boat will perform with the objective of the ship owner. The owner, in this case, is the Federal University, which plans to use the vessel for environmental education of undergraduates training, postgraduate and retraining of teachers (National Program for Embedded Experience). The report focuses on the structural design of this sailboat by empirical recommendations available in the literature and uses procedures and rules provided by IMO and DNV for analysis of transversal stability. The tools used for these processes are Excel spreadsheets and Rhinoceros software. Finally, the results are analyzed and compared with the vessel already under construction. Comparing the structural sailboat design with the ECO-UFSC60 sailboat can be seen an increase in the total weight of the structure and an increase in efficiency, where there is a lower tension by mass quantity. In the transverse stability, the sailboat static stability follows IMO rule, considering the worst case (vessel loaded with collected keel and 10% of fuel), but the dynamic stability are not approved for all the criteria of DNV in the worst (vessel loaded with collected keel and 10% of fuel) and the best case (vessel unloaded with extended keel and full fuel).

**Key-words:** Sailboat, Structural Design, Stability.

## LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

- UFSC** Universidade Federal de Santa Catarina
- $\lambda$  Fator de escala proposto por Larsson e Eliasson (2000)
- B** Boca da embarcação
- T** Calado da embarcação
- D** Pontal da embarcação
- Loa** Comprimento total da embarcação
- $C_B$  Coeficiente de bloco
- $C_p$  Coeficiente prismático
- $\nabla_c$  Volume submerso do casco no calado de projeto
- $L_{wl}$  Comprimento de linha d'água
- $B_{wl}$  Boca de linha d'água
- $T_{wl}$  Calado de linha d'água
- $A_x$  Maior área da seção transversal da parte imersa da embarcação
- $V_s$  Velocidade da embarcação
- Sn** Scanting Number
- CG** Centro de gravidade
- CB** Centro de carena
- P** Peso
- E** Empuxo
- LCG** Coordenada de CG no plano longitudinal
- VCG** Coordenada de CG no plano vertical
- TCG** Coordenada de CG no plano transversal
- LCB** Coordenada de CB no plano longitudinal
- VCB** Coordenada de CB no plano vertical
- TCB** Coordenada de CB no plano transversal
- CEE** Curva de estabilidade estática
- GZ** Braço de restauração
- RM** Momento de restauração
- Le** Braço de emborcamento
- $\theta$  Ângulo de adernamento

$F_w$  Força do vento  
 $\rho_{ar}$  Densidade do ar  
 $C_s$  Coeficiente aerodinâmico de força lateral  
 $V_w$  Velocidade do vento  
 $A_n$  Área projetada de todas as superfícies expostas do plano  
 $A_s$  Área velica  
 $M_e$  Momento externo atuando na embarcação  
 $\delta_{RM}$  Momento adicionado ao momento restaurador causado pela tripulação  
 $n$  Número de tripulantes  
 $RM_{30}$  Momento de restauração a 30 graus  
 $\Delta$  Deslocamento  
 $G$  Peso leve  
**M-1** Mastro *masthead rig* com 1 cruzeta  
**M-2** Mastro *masthead rig* com 2 cruzetas  
 $\beta$  Ângulo entre estai e mastro  
 $\gamma$  Ângulo entre estais  
**F1, F2, F3** Forças ao longo do mastro  
**D1, D2, D3, V1, V2** Tensões nos estais nas posições D1, D2, D3, V1 e V2  
 $l$  Comprimento do mastro  
 $l_a$  Comprimento da linha da água até a ponta do mastro  
 $\alpha_a$  Ângulo entre o estai de popa e o mastro  
 $P_{fo}$  Carregamento no estai de proa  
 $P_a$  Carregamento no estai de popa  
**l(n)** Altura do painel das velas  
 $I_x$  Momento de inércia transversal  
 $I_y$  Momento de inércia longitudinal  
 $h$  Altura do convés até a ponta do estai de proa  
**CE** Centro de esforço velico  
**Tk** Profundidade da quilha  
**C1** Corda Superior  
**C2** Corda inferior  
 $A_k$  Área da quilha  
 $C_M$  Corda média

**AR** Razão de aspecto  
**TR** Taper ratio  
**C** Comprimento da corda  
**t<sub>max</sub>** Espessura máxima do perfil  
**r<sub>t</sub>** Raio do nariz do perfil  
**C<sub>L</sub>** Coeficiente de sustentação  
**F<sub>L</sub>** Força de sustentação  
**ρ<sub>água</sub>** Densidade da água  
**A<sub>r</sub>** Área do leme  
**Tr** Altura do leme  
**CLR** Centro de esforço lateral  
**F<sub>R</sub>** Força resultante no leme  
**F<sub>K</sub>** Força resultante na quilha  
**X<sub>R</sub>** Posição no eixo x do centro de esforço no leme  
**X<sub>K</sub>** Posição no eixo x do centro de esforço na quilha  
**X<sub>CLR</sub>** Posição no eixo x do centro de esforço lateral

## LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 - Movimentos da embarcação.....	19
Figura 2 - Perfil do veleiro.....	21
Figura 3 - Rumo do veleiro. ....	23
Figura 4 - Forças no veleiro.....	24
Figura 5 - Espiral de Evans.....	26
Figura 6 - Veleiro ECO-UFSC60.....	27
Figura 7 - Características do veleiro. ....	29
Figura 8 - Caverna.....	40
Figura 9 - Cavernamento do veleiro.....	42
Figura 10 - Junções do tipo <i>butt</i> e <i>sea</i> .....	44
Figura 11 - Análise da porcentagem dos pesos de cada elemento na estrutura. .....	49
Figura 12 - Pontos críticos da chapa engastada nos quatro lados. ....	50
Figura 13 – Tensões em placas retangulares sob pressão uniforme.....	51
Figura 14 - Sistema de referência para dimensionamento de CG. ....	55
Figura 15 - Análise de LGC.....	60
Figura 16 - Análise de VCG. ....	61
Figura 17 - Braço de restauração x Ângulo de adernamento - Caso 1 com quilha recolhida e estendida. ....	64
Figura 18 - Braço de restauração x Ângulo de adernamento - Caso 2 com quilha recolhida e estendida. ....	65
Figura 19 - Braço de restauração x Ângulo de adernamento - Caso 3 com quilha recolhida e estendida. ....	65
Figura 20 - Braço de restauração x Ângulo de adernamento - Caso 4 com quilha recolhida e estendida. ....	66
Figura 21 - Braço de restauração x Ângulo de adernamento - Para todos os casos com quilha recolhida.....	67
Figura 22 - Braço de restauração x Ângulo de adernamento - Para todos os casos com quilha estendida.....	68
Figura 23 - Critérios de estabilidade intacta.....	69

Figura 24 - Pior caso (Caso 2 quilha recolhida).....	70
Figura 25 - Critério de vento DNV.....	71
Figura 26 - Estabilidade dinâmica (caso 2 quilha recolhida).....	73
Figura 27 - Estabilidade dinâmica (caso 3 quilha estendida).....	74
Figura 28 - Tipos de veleiro. ....	83
Figura 29 - Velame tipo Ketch.....	84
Figura 30 - Três tipos estaiamento da mastreação top.....	86
Figura 31 - Três tipos de estaiamento da mastreação fracionada. ....	87
Figura 32 - Tipos de mastro.....	88
Figura 33 - Casos de carregamento. ....	89
Figura 34 - Representação das forças no caso 2. ....	90
Figura 35 - Forças no mastro principal. ....	91
Figura 36 - Forças na mezena.....	93
Figura 37 - Mastreação.....	94
Figura 38 - Tensões no mastro principal.....	95
Figura 39 - Tensões na mezena. ....	97
Figura 40 - Tipos de seções de mastro.....	100
Figura 41 - Centro da área velica.....	104
Figura 42 - Distribuição de forças na asa. ....	105
Figura 43 - Tipos de quilha. ....	106
Figura 44 - Representação da quilha.....	107
Figura 45 - Influência do perfil no coeficiente de arrasto e de sustentação. ...	110
Figura 46 - Tipos de seções NACA.....	111
Figura 47 - Dimensões de um perfil.....	111
Figura 48 - Perfis NACA de acordo com as dimensões principais.....	112
Figura 49 – Máxima sustentação para diferentes perfis. ....	113
Figura 50 - Posicionamento de CLR e CE.....	118

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Principais partes do veleiro.....	20
Tabela 2 - Tabela apresentada por Larsson e Eliasson.....	30
Tabela 3 - Parâmetros dimensionais do Hallberg-Rassy 62. ....	31
Tabela 4 - Dimensões principais obtidas para o projeto. ....	31
Tabela 5 - Dimensões principais de embarcações semelhantes. ....	32
Tabela 6 - Tabela com os resultados dos dois métodos e dos valores adotados. .....	33
Tabela 7 - Coeficientes de forma para alguns tipos de embarcações. ....	35
Tabela 8 - Cálculo da espessura das chapas. ....	39
Tabela 9 - Espessura das chapas.....	40
Tabela 10 - Dimensões calculadas da caverna de costado.....	42
Tabela 11 - Dimensões calculadas do vau do convés. ....	42
Tabela 12 - Dimensões calculadas da hastilha.....	43
Tabela 13 - Dimensões da caverna de costado.....	43
Tabela 14 - Dimensão do vau do convés.....	43
Tabela 15 - Dimensão da Hastilha.....	44
Tabela 16 - Distância entre uma junção do tipo <i>butt</i> e uma caverna. ....	45
Tabela 17 - Distância entre uma junção do tipo <i>seam</i> e uma longarina. ....	46
Tabela 18 - Dimensão da Antepara. ....	46
Tabela 19 - Dimensões calculadas da longarina do fundo do casco. ....	47
Tabela 20 - Dimensões calculadas da sicorda.....	47
Tabela 21 - Dimensão da longarina no fundo do casco.....	48
Tabela 22 - Dimensão da sicorda. ....	48
Tabela 23 - Comparação entre as chapas.....	53
Tabela 24 - Cálculo de pesos e centros para a quilha recolhida (Peso Leve). .	56
Tabela 25 - Cálculo de pesos e centros para a quilha estendida (Peso Leve). .	57
Tabela 26 - Cálculo de pesos e centros (embarcação carregada).....	58
Tabela 27 - Valores de CG para diferentes condições de carregamento, considerando a quilha recolhida. ....	59

Tabela 28 - Valores de CG para diferentes condições de carregamento, considerando a quilha estendida. ....	59
Tabela 29 - Localização de CB para os 4 casos com a quilha recolhida. ....	62
Tabela 30 - Localização de CB para os 4 casos com a quilha estendida. ....	62
Tabela 31 - Comparação de CB e CG para os 4 casos com a quilha recolhida. ....	62
Tabela 32 - Comparação de CB e CG para os 4 casos com a quilha estendida. ....	63
Tabela 33 - Análise do Calado x Trim para os 4 casos com a quilha recolhida. ....	63
Tabela 34 - Análise do Calado x Trim para os 4 casos com a quilha estendida. ....	63
Tabela 35 - Máximo ângulo de adernamento para uma estabilidade positiva. .	66
Tabela 36 - Dimensões principais do mastro. ....	85
Tabela 37 - Forças no mastro principal no caso 1 e 2. ....	92
Tabela 38 - Forças na mezena no caso 1 e 2. ....	94
Tabela 39 - Tensões nos estais no mastro principal. ....	96
Tabela 40 - Carregamento nos estais no mastro principal. ....	97
Tabela 41 - Tensões nos estais na mezena. ....	98
Tabela 42 - Carregamento nos estais na mezena. ....	98
Tabela 43 - Tipos de fios e suas respectivas tensões mínimas de ruptura. ....	99
Tabela 44 - Estais do Mastro Principal. ....	100
Tabela 45 - Estais da Mezena. ....	100
Tabela 46 - Momentos de inércia do mastro principal. ....	102
Tabela 47 - Momentos de inércia da mezena. ....	102
Tabela 48 - Cruzetas mastro principal. ....	102
Tabela 49 - Cruzeta mezena. ....	103
Tabela 50 - Área vélica. ....	103
Tabela 51 - Dimensões da bolina. ....	109
Tabela 52 - Área do leme. ....	115
Tabela 53 - Dimensões do leme. ....	116

## SUMÁRIO

<b>1. INTRODUÇÃO.....</b>	<b>15</b>
1.1. Objetivos.....	16
<b>2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA.....</b>	<b>18</b>
2.1. Caracterização da embarcação .....	19
2.2. Equilíbrio de forças em um veleiro .....	21
2.3. Projeto de veleiros .....	25
2.4. Veleiro ECO-UFSC60 .....	27
<b>3. DIMENSÕES PRINCIPAIS E COEFICIENTES DE FORMA.....</b>	<b>30</b>
3.1. Dimensões principais .....	30
3.2. Coeficientes de forma .....	33
<b>4. PROJETO ESTRUTURAL.....</b>	<b>36</b>
4.1. Abordagem usada no projeto estrutural de um veleiro .....	36
4.2. Escolha do material .....	37
4.3. Escolha do sistema estrutural.....	38
4.4. Espessura das chapas .....	39
4.5. Cavernas.....	40
4.6. Localização dos elementos de reforço (butt and seam locations in plate) .....	44
4.7. Anteparas (bulkheads) .....	46
4.8. Longarinas.....	47
4.9. Distribuição de massa .....	48

4.10. Análise da eficiência da estrutura.....	49
<b>5. ESTABILIDADE.....</b>	<b>54</b>
5.1. Análise de pesos e centros .....	54
5.2. Centro de carena (CB).....	61
5.3. Estabilidade estática e dinâmica.....	64
<b>6. CONCLUSÕES.....</b>	<b>76</b>
<b>7. REFERÊNCIAS .....</b>	<b>78</b>
<b>ANEXO I – TABELA DE CG .....</b>	<b>81</b>
<b>APÊNDICE I - ANÁLISE DA MASTREAÇÃO E VELAME .....</b>	<b>83</b>
<b>APÊNDICE II - DIMENSIONAMENTO DE QUILHA E LEME.....</b>	<b>105</b>

## 1. INTRODUÇÃO

A Universidade Federal de Santa Catarina (UFSC) está construindo um veleiro com previsão para término no primeiro semestre de 2017. Esse veleiro tem como objetivo a realização de pesquisas oceanográficas cujo nome é ECO (Expedição Científica Oceanográfica) e sua marca UFSC60 que caracteriza sua origem e dimensões. Com esse projeto a UFSC se torna a terceira Universidade no Brasil a possuir uma embarcação para ensino, pesquisa e extensão e a primeira a construir a própria embarcação (GOMES, 2013).

O veleiro ECO-UFSC60 tem capacidade de hospedar até 10 pessoas, entre pesquisadores e tripulantes. O projeto construtivo segue duas frentes tecnológicas, sendo o casco e estruturas internas feitas em Alumínio Naval – 5083 H116 utilizando soldagem TIG e MIG de última geração; e o casario, móveis e revestimentos internos utilizando compósitos. A quilha será retrátil o que permitirá navegar em águas rasas tais como mangues e estuários de rios, áreas ainda pouco exploradas por pesquisadores brasileiros e internacionais. O conjunto dessas características permite que ocorram expedições científicas em lugares de difícil acesso incluindo áreas polares, nas quais necessitam de um casco com material resistente a baixas temperaturas.

A embarcação será utilizada em atividades de educação ambiental, treinamento de alunos de graduação, pós-graduação e reciclagem de docentes (Programa Nacional de Experiência Embarcada).

O veleiro está em fase de construção no INPETRO (Instituto de Petróleo, Gás e Energia), localizado no Sapiens Parque em Florianópolis. Em paralelo à construção do veleiro ECO – UFSC60, uma série de equipamentos para pesquisas oceanográficas estão sendo desenvolvidos, para serem utilizados no veleiro. O veleiro ECO – UFSC60 tem como objetivo geral aumentar o interesse na exploração e estudo dos oceanos, no qual o Brasil ainda tem muito que a explorar.

Este trabalho se insere neste contexto e consiste em analisar o projeto estrutural e analisar a estabilidade transversal do veleiro ECO-UFSC60 atualmente em construção na INPETRO.

A monografia visa identificar as características como dimensões principais, projeto estrutural e estabilidade transversal de um veleiro para pesquisa oceanográfica da UFSC e verificar se esses valores condizem com o projeto atualmente em construção na INPETRO. Depois de feita essa análise poderá ser feito um documento descritivo contendo as principais características do veleiro com fins de prover documentação imprescindível para a operação segura durante as missões.

Neste relatório serão analisadas as embarcações existentes onde será escolhido um veleiro base, o qual apresenta as características mais próximas do veleiro em construção. Através do método proposto por Larsson e Eliasson (2000) e dos dados da embarcação base é possível calcular as dimensões básicas da embarcação em projeto. Outro método também utilizado para obter as dimensões principais foi uma análise estatística das embarcações de mesmo porte. Com os resultados dos dois métodos foi possível comparar se as dimensões existentes estão de acordo com o projeto.

Com as dimensões principais já estabelecidas foram definidos os coeficientes de bloco e prismático e feito o cálculo estrutural. No projeto estrutural cada elemento foi calculado para um casco de alumínio e analisado com as dimensões dos elementos existentes no projeto do veleiro ECO-UFSC60. Finalizado esta parte, foi efetuado um estudo da estabilidade estática e dinâmica assim como o cálculo de pesos e centros onde os dados obtidos foram conferidos com os critérios da IMO e DNV.

### **1.1. Objetivos**

O objetivo geral é realizar a análise do projeto estrutural e da estabilidade transversal do veleiro ECO – UFSC60.

Neste contexto, constituem os objetivos específicos:

- i. Analisar as dimensões principais de embarcações semelhantes;
- ii. Obter as dimensões principais do veleiro;
- iii. Calcular as dimensões das chapas e elementos internos constituintes da estrutura do veleiro;

- iv. Analisar a estabilidade transversal comparando com os critérios da IMO e DNV;
- v. Comparar os resultados obtidos com o veleiro em construção ECO-UFSC60.

## 2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

O livro de Larsson e Eliasson (2000) foi utilizado como a bibliografia base desta monografia, o qual identifica algumas das etapas mais importantes no projeto de veleiros. Neste trabalho foram coletadas as dimensões principais e coeficientes de forma do casco, estabilidade transversal, dimensionamento da mastreação, velame, quilha e leme da embarcação. Cada tópico foi analisado, discutindo-se teorias e formulações apresentadas às quais se destinam ao dimensionamento das características principais do veleiro. Por fim, foram comparados os valores obtidos com aqueles existentes no veleiro ECO-UFSC60.

Gerr (2000) propõe recomendações para o projeto estrutural de cascos convencionais, sejam eles construídos em madeira, materiais compósitos ou metal. Para este projeto foi adotado o casco de alumínio onde as formulações e análises para o dimensionamento estrutural foram retiradas desta referência.

Migueis (2005) faz um estudo do projeto de catamarãs a vela e aborda os principais problemas, a concepção de projeto e a sua adequação à estrutura, topologia e aos materiais empregados na sua fabricação. Migueis (2005) sugeriu um modelo estrutural usando elementos finitos o qual é aplicado a um catamarã de 80 pés. Os resultados são comparados com os obtidos utilizando o método tradicional de cálculo de mastros de veleiro. Por fim, se concluiu que a solução para o problema abordado de um catamarã a vela deve ser estudada a partir de um modelo, que englobe todos os esforços atuantes sobre a estrutura. Neste trabalho foi feita uma análise do projeto estrutural escolhendo o material e o método de construção adotado, onde cada elemento estrutural será calculado e então comparado aos elementos do veleiro existente.

Rossi (2006) descreve o projeto de um veleiro de pequeno porte em plástico rotomoldado onde foram percorridas todas as etapas pertinentes de um projeto de veleiro, desde o casco, passando pelo projeto do plano velico, projeto da bolina e do leme, análise estrutural do casco em elementos finitos e verificação de desempenho comparativo com um veleiro bem conhecida no ramo da vela. Por fim, o estudo indicou que o veleiro de pequeno porte em polietileno rotomoldado mostra um bom desempenho, principalmente em orça e que foi capaz de suportar o carregamento

ao qual estará submetido quando velejando. Nesta monografia foi feito a análise estrutural do veleiro, onde a tensão da chapa do fundo foi calculada e comparada com a tensão da chapa do fundo do veleiro em construção ECO-UFSC60. Por fim, pode ser verificada a eficiência das chapas comparando as suas tensões específicas.

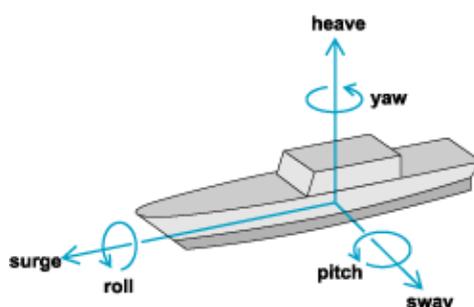
Oliveira (2008) apresenta uma análise mais detalhada da aplicação dos critérios de estabilidade hoje existentes para navios mercantes e conclui que o método de análise proposto incide uma possibilidade para o tratamento de incertezas na avaliação da estabilidade estática intacta de sistemas flutuantes com a utilização dos critérios hoje existentes. No projeto ECO-UFSC60 foi feito uma análise de estabilidade estática e dinâmica através dos critérios recomendados pela IMO e DNV.

Para o dimensionamento da quilha e do leme foi utilizado uma obra mais recente, Gerr (2009) que sugere como calcular a área de ambos os elementos e o livro do Larsson e Eliasson (2000) que calcula o valor de suas dimensões através da área de cada um.

## 2.1. Caracterização da embarcação

O veleiro é impulsionado pela sustentação dinâmica que o vento produz nas duas faces da vela. As forças provenientes do ambiente, tais como ventos, ondas e correntes afetam diretamente a forma como a embarcação se movimenta em seus seis graus de liberdade apresentados na Figura 1: afundamento (heave), avanço (surge), deriva (sway), arfagem (pitch), guinada (yaw) e jogo (roll).

Figura 1 - Movimentos da embarcação.



Fonte: <http://gamedev.stackexchange.com/questions/6502/water-ocean-simulation-and-physics> (2016).

Atualmente os veleiros são principalmente utilizados tanto para recreio quanto para regatas, sendo que em cada caso as características do casco e da vela são determinadas de acordo com a sua finalidade.

As principais partes de um veleiro e suas descrições se encontram na Tabela 1.

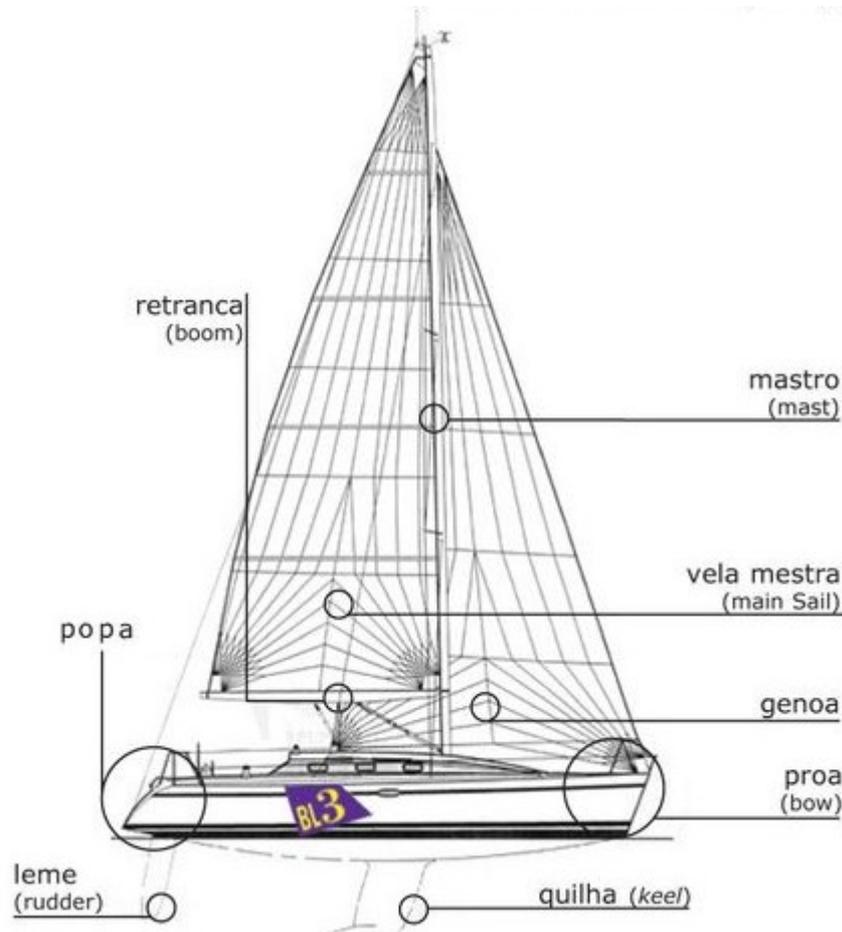
Tabela 1 - Principais partes do veleiro.

<b>Casco</b>	Responsável pela flutuabilidade.
<b>Brandal e estais</b>	São os cabos que seguram o mastro no lugar, mesmo durante ventos fortes.
<b>Mastro</b>	Estrutura que sustenta as velas. Espécie de poste por onde as velas são hasteadas e baixadas.
<b>Retranca</b>	Suporte horizontal para a base da vela principal, que se projeta para trás do mastro.
<b>Mastreação</b>	Conjunto dos mastros, cruzetas e retrancas.
<b>Vela de proa</b>	É a vela que fica na proa. Ela ajuda a impulsionar a embarcação para frente.
<b>Genoa</b>	Igual à vela de proa, mas com dimensões maiores.
<b>Vela mestra</b>	A principal vela do barco fica presa à parte traseira do mastro principal.
<b>Velame</b>	Conjunto de todas as velas.
<b>Quilha</b>	Peça disposta longitudinalmente na parte mais inferior da embarcação: constitui a “espinha dorsal” e é a parte mais importante da embarcação, a que suporta os maiores esforços.
<b>Patilhão</b>	Peça fixa para equilibrar a embarcação.
<b>Leme</b>	Serve para controlar a direção do veleiro.
<b>Amuras</b>	Través do barco.
<b>Bombordo</b>	Lado esquerdo da embarcação.
<b>Estibordo (Boreste)</b>	Lado direito da embarcação.
<b>Proa</b>	Parte da frente da embarcação.
<b>Popa</b>	Parte traseira da embarcação.

Fonte: Autor, 2016.

A Figura 2 representa o veleiro de perfil com algumas das partes do veleiro citadas na Tabela 1.

Figura 2 - Perfil do veleiro.



Fonte: <http://www.nauticurso.com.br/partes-veleiros.html> (2016).

## 2.2. Equilíbrio de forças em um veleiro

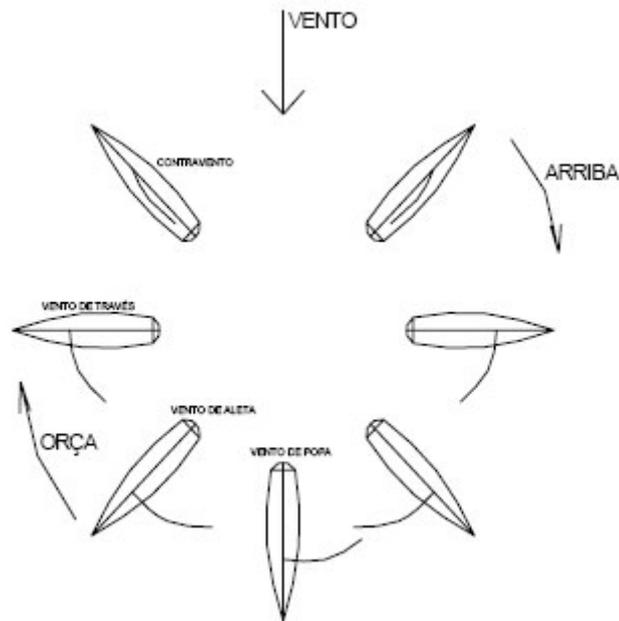
A propulsão de um veleiro depende da incidência das forças aerodinâmicas formadas nas velas, sendo essas de sustentação e arrasto.

O desempenho e funcionamento de um veleiro são determinados pelo equilíbrio de forças atuantes, as quais podem ser divididas em: as forças aerodinâmicas atuantes na vela, as forças hidrodinâmicas atuantes no casco e apêndices (leme, quilha ou bolina), as forças hidrostáticas atuantes no casco e as forças gravitacionais atuantes no casco (LARSSON & ELIASSON, 2000). Este equilíbrio de forças se modifica a cada ângulo de incidência do vento sobre o veleiro. Portanto é comum utilizar a posição relativa da embarcação e do vento. Quando a proa do veleiro se aproxima da direção do vento diz-se que ele está orçando, enquanto que quando a proa se afasta do vento diz-se que ele arriba (BOND, 1980).

De modo geral, o veleiro poderá se defrontar com quatro situações diferentes de incidência de vento o que resulta em quatro diferentes situações de equilíbrio de forças, como mostrado na Figura 3 (BOND, 1980). Estas situações são:

1. **Vento de popa:** a favor do vento com ele incidindo com ângulo de aproximadamente  $180^\circ$  em relação à proa da embarcação. Quase não há formação de força de sustentação nas velas e a propulsão depende basicamente da força de arrasto gerada na área velica exposta que está resistindo ao vento. Por isso, sua vela de estar aberta ao máximo formando um ângulo de  $90^\circ$  entre as velas e o vento. Neste caso, a força lateral é pequena então se recomenda subir a bolina para evitar o arrasto desnecessário.
2. **Vento de aleta:** vento incide aproximadamente  $135^\circ$  em relação à proa. O veleiro ainda é empurrado pelo vento, porém com uma pequena força lateral causada pelo casco e apêndices. A quilha retrátil deve ser parcialmente abaixada, em torno de  $\frac{1}{4}$ , para garantir a resistência lateral.
3. **Vento de través:** vento com incidência de aproximadamente  $90^\circ$  em relação à proa. A partir dessa posição, a vela e os apêndices comportam-se como asas, gerando sustentação com o fluxo do vento e da água. Normalmente essa é a condição que o veleiro atinge o seu auge de desempenho com maior velocidade. A bolina deve ser abaixada quase pela metade.
4. **Contravento:** vento incide aproximadamente entre  $35^\circ$  a  $70^\circ$  em relação à proa. Durante a navegação em contravento, o ângulo da retranca é mínimo em relação à linha de centro do veleiro e a bolina permanece inteiramente abaixada.

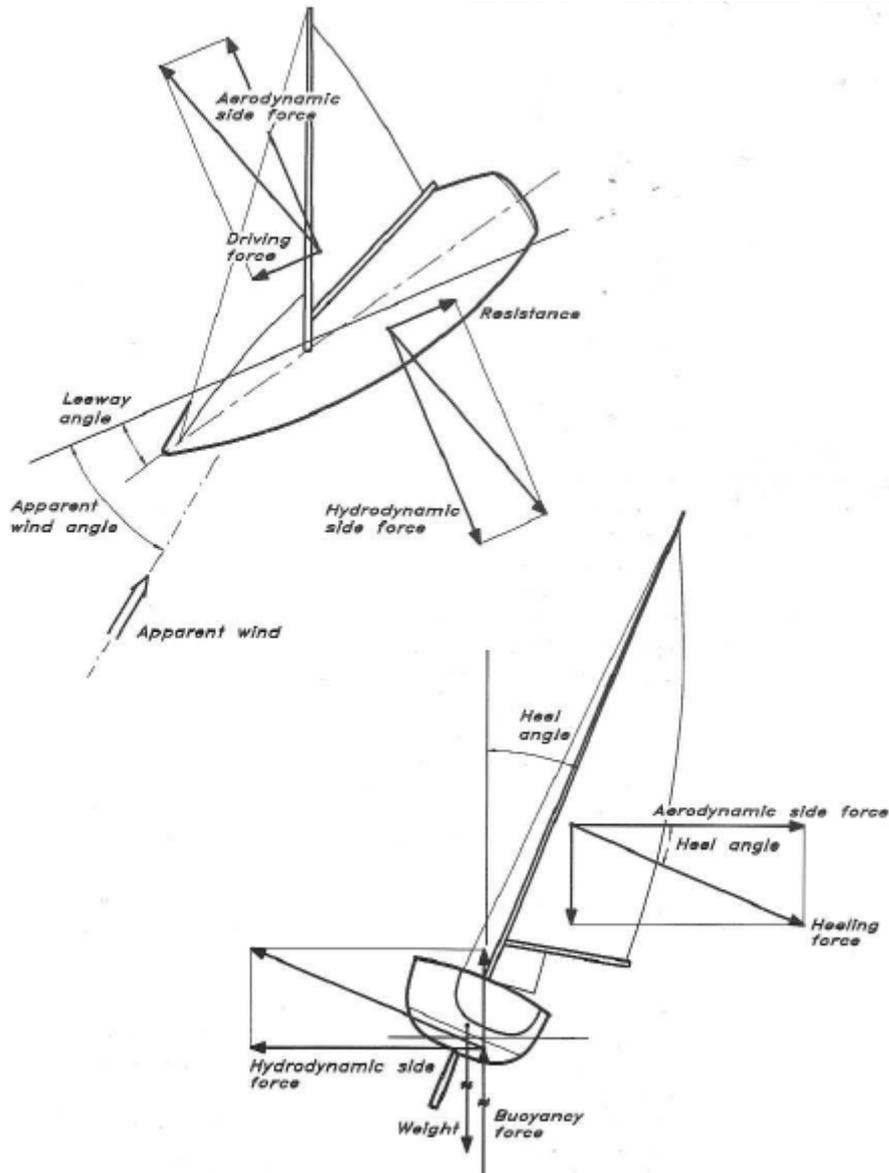
Figura 3 - Rumo do veleiro.



Fonte: <http://www.ufrjmar.ufrj.br/texto.asp?id=13> (s.d.).

A Figura 4 apresenta um diagrama esquemático das forças atuando em um veleiro, para simplificar as forças foram decompostas em forças longitudinais e transversais.

Figura 4 - Forças no veleiro.



Fonte: Larsson e Eliasson (2000).

Analisando a Figura 4 podemos observar que as forças de sustentação e de arrasto nas velas podem ser decompostas em força propulsora (*driving force*) e força lateral (*aerodynamics side force*). No equilíbrio de forças longitudinais do veleiro, a força propulsora do veleiro é contraposta pelas forças de arrasto hidrodinâmicas e aerodinâmicas (LARSSON & ELIASSON, 2000).

Considerando somente o equilíbrio de forças na direção transversal se observa que a força lateral aerodinâmica é contrabalanceada pela quilha retrátil, que funciona como um elemento de asa submerso, e pelo casco da embarcação os quais evitam causar uma grande deriva da embarcação. Tanto a bolina quanto o

casco, ao se deslocarem com um certo ângulo em relação a longitudinal (ângulo de orça ou *leeway angle* em inglês), geram uma força de sustentação hidrodinâmica (*hydrodynamic force*) que evita a deriva demasiada do veleiro (LARSSON & ELIASSON, 2000).

No entanto, como há forças no sentido lateral da vela e uma força contrária gerada na bolina, onde ambas agem em cotas verticais diferentes, acaba surgindo um momento de emborcamento. Este momento é balanceado pelo momento de restauração hidrostática do casco, o qual determinará o ângulo de inclinação da embarcação (LARSSON & ELIASSON, 2000).

Pode se concluir que, quanto menor o ângulo de incidência do vento, em relação à proa, maior a força lateral e menor a força propulsora. Portanto, é necessário que haja o ajuste dos ângulos entre velas e o veleiro para as diferentes direções de vento, visando à obtenção de uma maior força propulsora.

### **2.3. Projeto de veleiros**

Classicamente o projeto de uma embarcação é definido como um processo de concepção cuja definição requer um procedimento iterativo para conciliar atributos conflitantes de desempenho. Cada novo projeto tem suas particularidades, que aliadas aos diferentes requisitos de projeto propostos por diferentes armadores, definem a necessidade de se estabelecer projetos diferenciados que atendam aos requisitos de projeto com o melhor desempenho possível.

É importante observar que no projeto de veleiros, a desconsideração do motor para o cálculo do velame simplifica a elaboração do projeto em relação ao dimensionamento da instalação propulsora, mas, no entanto, a existência do velame aumenta a complexidade do sistema de forças que definem o equilíbrio da embarcação.

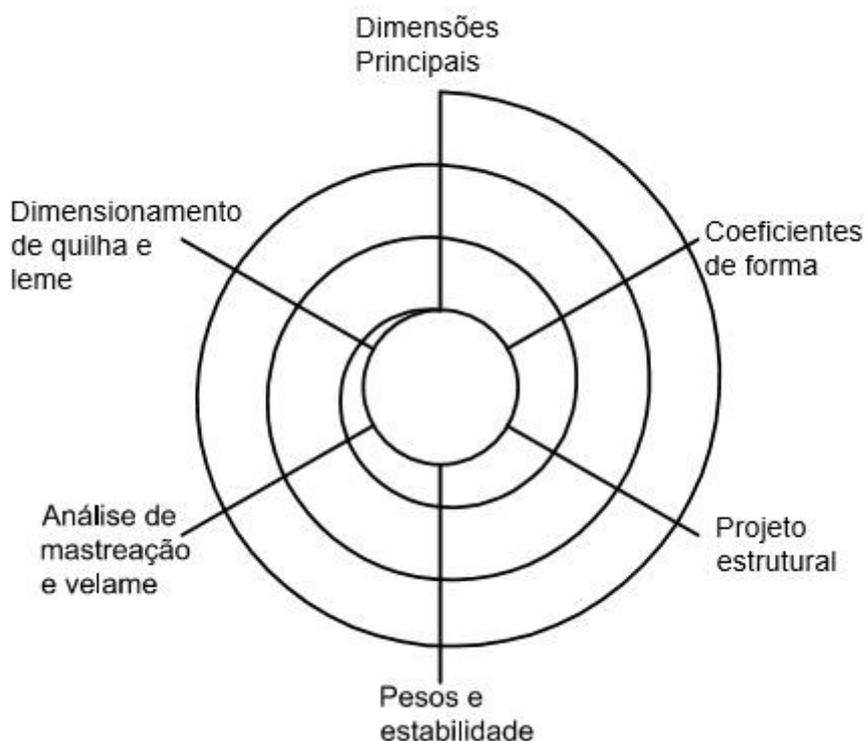
Para melhor projetar é necessário estabelecer métodos que ajudem a pensar na melhor solução possível. A seguir serão citados alguns métodos utilizados e suas finalidades.

Entre as representações mais clássicas do processo de projeto de uma embarcação, está o modelo em Espiral, proposto por Evans (1959) apud Barrass (2004).

Este modelo de projeto tem como princípio a organização da linha de raciocínio para a solução dos problemas com eficiência. Sendo assim, esse método é um processo cíclico (iterativo), como mostrado na Figura 5, onde cada passo corresponde a uma etapa de projeto e a cada volta, o nível de refinamento vai aumentando gradativamente, formando uma espiral. Usualmente, nesta abordagem de projeto considera-se que o projeto atingiu seu objetivo quando a solução obtida atende a todos os requisitos de projeto estabelecidos (BARRASS, 2004).

Esse método é adequado para projetistas que tenham experiência suficiente com o tipo de embarcação a ser projetada, pois uma estimativa inicial é necessária para que a mesma não seja discrepante do produto final. Para embarcações com características inovadoras, o método será carente de uma avaliação precisa dos resultados obtidos, dificultando uma otimização (BARRASS, 2004).

Figura 5 - Espiral de Evans.

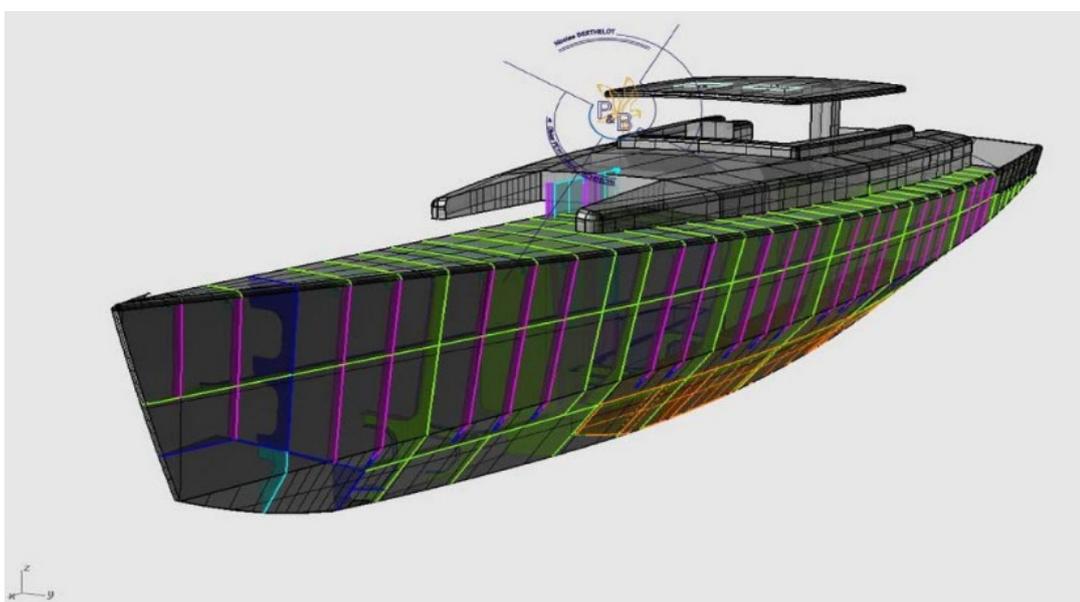


Fonte: Autor, 2016.

## 2.4. Veleiro ECO-UFSC60

O projeto UFSC60 teve seu início em 2011 e objetiva à criação de um veleiro do tipo *ketch* de 60 pés de Alumínio Naval. Este projeto foi desenvolvido em parceria com os arquitetos navais Olivier Petit et Nicolas Berthelot, responsáveis pelas linhas do casco e pelo dimensionamento estrutural, da mastreação, velame, leme e quilha. A Figura 6 ilustra o projeto do veleiro ECO-UFSC60.

Figura 6 - Veleiro ECO-UFSC60.



Fonte: <http://itno.ufsc.br/index.php/nossos-projetos/proj-atuais/65-bonsventos> (s.d).

Alguns dos requisitos do armador são que a embarcação tenha capacidade de pernoitar até dez pessoas, que ela possua características de segurança e navegabilidade, permitindo expedições científicas em lugares de difícil acesso, incluindo as áreas polares, assim como possua uma quilha retrátil a qual permite navegação em águas rasas como mangues e estuários.

Outras características do veleiro:

- Comprimento: 18,6 m (60 pés);
- Comprimento na linha d'água: 17,3 m;
- Boca: 5,3 m;

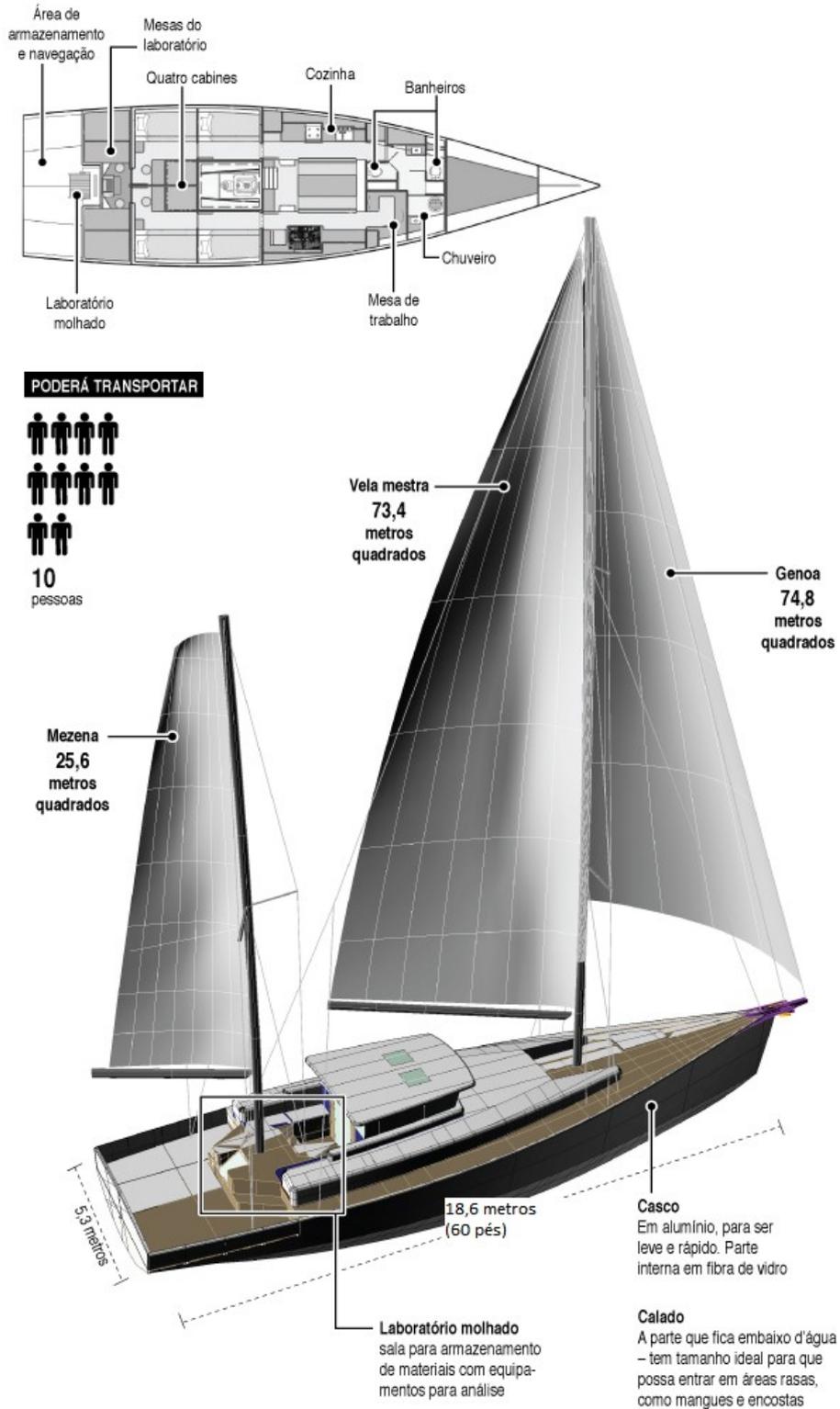
- Boca na linha d'água: 4,24 m;
- Calado: 1,4 m com a quilha recolhida e 4,5 m com a quilha estendida (quilha retrátil);
- Pontal: 6,35 m;
- Deslocamento total: 35 toneladas;
- Tanque de 4000 litros de combustível;
- Tanque de 3000 litros de água;
- Área velica: 209,6 m<sup>2</sup> (Vela mestra: 73,4 m<sup>2</sup>, Mezena: 25,6 m<sup>2</sup>, Genoa: 74,8 m<sup>2</sup> e Vela de proa: 25,8 m<sup>2</sup>);
- Altura do mastro principal: 21,57 m;
- Altura da mezena: 13,75 m.

As características gerais do veleiro citadas acima estão resumidas na Figura

7.

Figura 7 - Características do veleiro.

### CARACTERÍSTICAS DO VELEIRO



Fonte: <http://dc.clicrbs.com.br/sc/noticias/noticia/2013/09/ufsc-e-a-primeira-universidade-brasileira-a-construir-veleiro-para-pesquisa-oceanografica-4271054.html> (2013).

### 3. DIMENSÕES PRINCIPAIS E COEFICIENTES DE FORMA

Esse capítulo visa apresentar um procedimento para a determinação das dimensões principais e coeficientes de forma de uma embarcação do tipo veleiro, e confrontar as dimensões recomendadas pelo projeto com aquelas usualmente observadas no projeto de embarcações, além de comparar esses resultados com as dimensões existentes no projeto do veleiro ECO-UFSC60 atualmente em construção.

#### 3.1. Dimensões principais

Larsson e Eliasson (2000) apresentam uma metodologia para se estimar as dimensões de uma embarcação de casco deslocante tendo como base o seu comprimento. A metodologia foi proposta a partir do estudo de uma série de veleiros entre 7 e 19 metros de comprimento, H. M. Barkla da Universidade de St. Andrews conseguiu desenvolver modelos empíricos que possibilitam estimar as dimensões da embarcação que se está projetando. Como pode ser visto na Tabela 2, deve-se usar o fator  $\lambda$ , que se refere a relação entre o comprimento do modelo base e o comprimento do casco em projeto. Larsson e Eliasson (2000) citam um exemplo que se houver um aumento de 50% na embarcação,  $\lambda$  será 1,5 e com isso a boca e a borda livre terão um aumento de  $1,5^{0,7} = 1,33$  vezes em relação à embarcação original.

Tabela 2 - Tabela apresentada por Larsson e Eliasson.

Parâmetro	Fator de escala
Área velica	$\lambda^{1,85}$
Boca, calado e borda livre	$\lambda^{0,7}$
<i>Span</i> , corda e espessura da quilha e do leme	$\lambda^{0,7}$
Volume total deslocado	$\lambda^{2,38}$

Fonte: Autor, 2016. Adaptado de: Larsson e Eliasson (2000).

Para o início da determinação dos parâmetros principais do projeto, buscaram-se informações de veleiros existentes para que fosse possível selecionar um modelo de base para os cálculos das dimensões.

Devido aos requisitos deste projeto, principalmente pelo seu espaço interno, o modelo escolhido foi o Hallberg-Rassy 62, que é considerado um veleiro de cruzeiro espaçoso e com ótima estabilidade. A Tabela 3 mostra as dimensões principais do veleiro Hallberg-Rassy 62 usadas na determinação do navio a ser projetado.

Tabela 3 - Parâmetros dimensionais do Hallberg-Rassy 62.

<b>Parâmetro</b>	<b>Valor</b>
Comprimento Loa [m]	18,88
Boca [m]	5,15
Calado [m]	2,50
Deslocamento [kg]	33000
Área Velica [m <sup>2</sup> ]	170

Fonte: Autor, 2016.

Sabendo que o comprimento determinado pelo projeto é de 18,6 metros é possível se obter o fator de escala a partir do barco base escolhido. O fator de escala L obtido foi de 1,015. Em posse da tabela retirada do livro de Larsson e Eliasson (2000) e do veleiro base, chegou-se as dimensões apresentadas na Tabela 4.

Tabela 4 - Dimensões principais obtidas para o projeto.

	<b>Hallberg-Rassy 62</b>	<b>Fator de escala proposto</b>	<b>Valor encontrado pelo método de Larsson e Eliasson (2000)</b>
<b>Comprimento Loa [m]</b>	18,88	1,02	18,6
<b>Boca [m]</b>	5,15	1,01	5,1
<b>Calado [m]</b>	2,50	1,01	2,5
<b>Deslocamento [kg]</b>	33000	1,04	31847,1
<b>Área Vélica [m<sup>2</sup>]</b>	170	1,03	165,4

Fonte: Autor, 2016.

Além da tabela apresentada pelo Larsson e Eliasson (2000) para obtenção das características principais, foram usadas relações com embarcações de comprimentos parecidos. A Tabela 5 mostra as embarcações utilizadas para a determinação das dimensões principais.

Tabela 5 - Dimensões principais de embarcações semelhantes.

	<b>Comprimento (m)</b>	<b>Boca (m)</b>	<b>Calado (m)</b>	<b>Deslocamento (kg)</b>
<b>Lynley III - Little Harbor 60ft</b>	18,29	4,92	1,98	31978
<b>Gunboat 60</b>	18,29	6,55	0,79	19000
<b>Zaca - Farr 60 Pilot House</b>	18,29	5,49	-	24449
<b>Chimera - Hinckey Custom 60ft</b>	18,29	4,67	1,98	27442
<b>Pescatore - Hinckley Sou'wester 59ft</b>	17,98	4,72	1,98	31298
<b>Spock - Farr 585 CC Fast Cruiser 59ft</b>	17,98	5,03	-	22000
<b>Endurance</b>	18,46	6,08	2,00	-
<b>HF 63 Serena Jean</b>	18,60	5,51	-	21940
<b>Paraty II</b>	28,60	8,50	2,00	100000
<b>Hallberg-Rassy 62</b>	18,88	5,15	2,50	33000

Fonte: Autor, 2016.

A partir dos dados referentes às embarcações do tipo veleiro de mesmo porte (Tabela 5), puderam ser estimadas as dimensões para o veleiro em projeto através da média aritmética de cada parâmetro da embarcação. Assim as dimensões estimadas pelo método do navio base (Tabela 4) puderam ser comparadas às dimensões obtidas usando os dados da Tabela 4, e também os valores observados no veleiro ECO-UFSC60 atualmente em construção. Essa comparação pode ser vista na Tabela 6.

Tabela 6 - Tabela com os resultados dos dois métodos e dos valores adotados.

	<b>Valor encontrado pelo método de Larsson e Eliasson (2000)</b>	<b>Análise de semelhantes</b>	<b>Projeto do veleiro ECO-UFSC60</b>
<b>Loa [m]</b>	18,6	19,16	18,6
<b>Boca [m]</b>	5,1	5,60	5,3
<b>Calado [m]</b>	2,5	1,89	1,3
<b>Deslocamento [kg]</b>	31847,1	31110,70	35370
<b>Área Velica [m<sup>2</sup>]</b>	165,4	-	209,6

Fonte: Autor, 2016.

Com os valores obtidos pelo método de Larsson e Eliasson (2000) e pela análise de embarcações de mesmo porte podem-se analisar os valores adotados pelo veleiro ECO-UFSC60. Comparando os valores obtidos na Tabela 6 observa-se que, para o mesmo comprimento, o valor da boca do ECO-UFSC60 resultou em um valor muito próximo aos dois outros métodos, porém o calado (sem a altura da quilha) foi adotado um valor muito menor para um deslocamento muito maior. Isso pode ser explicado pelo seu coeficiente de bloco ser maior que um veleiro padrão o qual aumenta a sua capacidade de carga por possuir uma boca maior na linha d'água e um calado menor, onde o objetivo é que o veleiro de pesquisa possa atuar áreas de menor profundidade.

### **3.2. Coeficientes de forma**

Os coeficientes de forma são valores adimensionais que expressam as relações geométricas entre dimensões, áreas e volumes do casco, e possuem grande importância para o projeto de uma embarcação, pois definem a forma do casco e de suas seções (DOKKUM, 2003). Nessa monografia serão analisados os seguintes coeficientes de forma: o coeficiente de bloco e o prismático.

O coeficiente de bloco ( $C_b$ ) representa a relação entre o volume deslocado e o volume do paralelepípedo que tem suas arestas com valores iguais ao comprimento entre perpendiculares, a boca e ao calado.

O  $C_b$  é um parâmetro que afeta a capacidade de carga e a potência necessária do motor para alcançar a velocidade de serviço. Um navio que possui um  $C_b$  alto terá formas mais cheias elevando a capacidade de carga, mas também aumenta a resistência ao avanço, já um navio com  $C_b$  baixo terá formas mais finas, e menor resistências ao movimento. Os valores do coeficiente de bloco variam de 0,2 para veleiros até 0,8 para cargueiros de baixa velocidade. Em geral, embarcações rápidas possuem um coeficiente de bloco pequeno (DOKKUM, 2003). O cálculo do  $C_b$  para o veleiro ECO-UFSC60 está expresso pela equação 3.2.1.

$$C_B = \frac{\nabla_c}{L_{wl} \times B_{wl} \times T_{wl}} \quad (3.2.1)$$

$$C_B = \frac{35370/1025}{17,38 \times 4,24 \times 1,31} = 0,36$$

O coeficiente prismático ( $C_p$ ) é determinado pela razão entre o volume submerso do casco no calado de projeto e o produto da maior área da seção transversal da parte imersa pelo comprimento da linha d'água como mostra na equação 3.2.2, a qual calcula  $C_p$  para o veleiro ECO-UFSC60. Este coeficiente mede a distribuição longitudinal do volume deslocado, baixos  $C_p$  mostram que esse volume está concentrado ao meio do navio. Este coeficiente varia de 0,5 para formas mais finas (veleiro) até 0,8 para formas mais quadradas (barcaça). Ele também é utilizado para os cálculos de potência e velocidade, sendo que, uma redução deste coeficiente acarretará numa redução da potência propulsora requerida pela embarcação (DOKKUM, 2003).

$$C_p = \frac{\nabla_c}{L_{wl} \times A_x} \quad (3.2.2)$$

$$C_p = \frac{35,37/1,025}{17,38 \times 3,45} = 0,57$$

Segundo Fonseca (2002), os coeficientes de forma não variam muito para navios de mesmo tipo, os valores médios aproximados para alguns tipos de embarcação são listados na Tabela 7. Analisando os valores de  $C_b$  e  $C_p$  calculados

para a embarcação em projeto, pode se verificar que esses valores estão localizados entre os valores tipicamente observados em um veleiro e em uma lancha a motor para alto mar.

Tabela 7 - Coeficientes de forma para alguns tipos de embarcações.

<b>Navio</b>	<b>Coef. de bloco</b>	<b>Coef. Prismático</b>
Encouraçado	0,60	0,62
Cruzador pesado	0,60	0,62
Cruzador de 10 000 tons	0,53	0,62
Cruzadores menores	0,56	0,67
Contratorpedeiros	0,52	0,63
Rebocadores de porto	0,59	0,65
Navios de passageiros	0,67	0,72
Navios de cabotagem, mistos	0,64	0,66
Cargueiros grandes	0,78	0,78
Cargueiros médios	0,71	0,72
Navios-tanques	0,76	0,77
Lancha a motor para alto-mar	0,57	0,60
Veleiro	0,20	0,50

Fonte: FONSECA (2002).

## 4. PROJETO ESTRUTURAL

Definidas as dimensões principais, a etapa seguinte do processo de projeto do veleiro é a determinação do projeto estrutural do casco, a qual é apresentado no presente capítulo.

### 4.1. Abordagem usada no projeto estrutural de um veleiro

A projeto estrutural consiste em definir o arranjo das estruturas, assim como suas dimensões, ao longo de toda a embarcação. O Gerr (2000) sugere o uso do *scantling number* ( $S_n$ ) para o dimensionamento estrutural de um veleiro. Com este número adimensional consegue-se calcular todas as outras variáveis envolvidas nos componentes estruturais. Esse método foi desenvolvido pelo autor e é destinada a embarcações monocasco entre 10 e 120 pés (3 e 37 m) de comprimento total. Além disso, a embarcação pode ser motorizada e/ou a vela, planante ou deslocante e podem atingir velocidades de até 45 nós. Contudo, para as embarcações maiores ou menores, para multicascos, e para velocidades maiores recomenda-se análises mais detalhadas.

A fórmula 4.1.1 representa o cálculo do *scantling number* ( $S_n$ ) para o sistema métrico, foram utilizados os valores do veleiro ECO-UFSC60 para o cálculo de  $S_n$ .

$$S_n = \frac{L_{OA} \cdot B \cdot D}{28,32} \quad (4.1.1)$$

$$S_n = \frac{18,6 \times 5,3 \times 6,35}{28,32} = 22,1$$

Onde:

LOA - comprimento total (m);

B - boca máxima da embarcação (m);

D – pontal na meia-nau (m).

No caso da boca ser maior que 1,12 vezes a boca medida na linha da água ( $B_{WL}$ ), deve se corrigir o valor da boca através da equação 4.1.2.

$$B_{\text{corrigido}} = \frac{B+B_{WL}}{2} \quad (4.1.2)$$

$$B_{\text{corrigido}} = 4,77 \text{ m}$$

Portanto, utilizando a equação 4.1.1 com o valor da boca corrigido obteve-se o novo valor do *scantling number* ( $S_n$ ) de 19,89.

## 4.2. Escolha do material

O material utilizado para a construção foi o alumínio, o grande fator motivador para a escolha deste material se baseia tanto em sua alta resistência específica (MPa/kg), onde se consegue com uma liga de alumínio naval uma relação resistência/peso de 112 MPa/kg contra 76 MPa/kg para uma liga de aço naval, quanto em suas excelentes propriedades anticorrosivas (SAVI, 2014).

Outro benefício da utilização do alumínio, considerando sua aplicação em regiões próximas aos polos, é a sua elevada tenacidade em baixas temperaturas devido à estrutura cúbica de faces centradas, o qual representa um fator positivo comparado às ligas básicas de aço as quais apresentam uma temperatura de transição dúctil-frágil.

No entanto, a soldagem das ligas de alumínio apresentam algumas peculiaridades em relação à soldagem dos aços. Isso se explica através das propriedades físico-químicas do alumínio que têm relevância no processo térmico que é a soldagem. Dentre tais propriedades pode-se citar seu baixo ponto de fusão, sua falta de condutividade térmica, sua baixa resistividade elétrica, seu alto coeficiente de expansão linear e a formação de uma fina camada de óxido, que irão influenciar no aspecto do cordão de solda, na formação de defeitos e na variação da altura do arco (BRUCIAPAGLIA, 2015).

O alumínio é considerado um material mais caro, porém têm-se economias que serão feitas durante os anos de uso da embarcação, sobretudo de manutenção (devido a grande resistência a corrosão do alumínio).

Ernest (2000) demonstrou que pode ser esperada uma redução de 35 a 45% no peso da embarcação quando se utiliza alumínio na construção do casco ao invés de aço. Esta vantagem na economia de peso faz com que se aumente a velocidade alcançada por um barco considerando uma determinada potência de um mesmo motor, ou pode se reduzir a potência do motor para a obtenção de uma mesma velocidade, o que é considerado um fator positivo para a escolha deste material para aplicações na área náutica.

#### **4.3. Escolha do sistema estrutural**

O Gerr (2000) enumera dois sistemas de construção: o transversal e o longitudinal. O sistema de construção transversal é constituído essencialmente por vaus e cavernas com pequenos espaçamentos entre si, além de uma ou duas longarinas em cada bordo. A resistência longitudinal é obtida pela quilha e chapeamento (exterior e dos conveses). Esse sistema é utilizado principalmente em embarcações de pequeno porte, pois possui pouca resistência aos momentos fletores presentes em navios maiores.

O sistema de construção longitudinal consiste em um grande número de sicordas e longitudinais, com pequenos espaçamentos. Já as cavernas possuem grande espaçamento entre si. As cavernas e vaus formam anéis transversais que são “furados” para dar passagem aos longitudinais e sicordas. No sistema longitudinal, portanto, procura-se manter a continuidade das vigas longitudinais e obtém-se a rigidez transversal por meio de cavernas colocadas a intervalos maiores.

No veleiro em construção o sistema estrutural utilizado foi o cavernamento transversal juntamente com o sistema *Strongall*. O método *Strongall* aproveita do baixo peso específico do alumínio para aumentar a espessura das chapas do casco. Como consequência, esse método aumenta substancialmente a robustez do casco e ao mesmo tempo diminui o número de longarinas estruturais (Anchor Yachtes, n.d.). Esse método foi desenvolvido pela *Meta Boat Yard* em Tarare na França e proporciona uma resistência estrutural maior do casco comparada ao aço, assim

como é considerado mais rápido de construir devido ao menor número de reforçadores e mais fácil de soldar devido à utilização de chapas mais grossas.

Os cálculos a seguir são baseados no Gerr (2000) considerando o alumínio como o material estrutural do veleiro. Por fim, os valores encontrados são então comparados com os elementos estruturais presentes no veleiro ECO-UFSC60.

#### 4.4. Espessura das chapas

Para o cálculo das espessuras da chapa do veleiro foram utilizados as equações apresentadas na Tabela 8, utilizando  $S_n = 19,89$  calculado anteriormente, assim como os valores obtidos para cada chapa.

Tabela 8 - Cálculo da espessura das chapas.

Chapa	Fórmula	Resultado (mm)
Chapa do fundo do casco (Bottom Plate)	$Espe\text{ssura da chapa do fundo do casco} = 5,08 \cdot S_n^{0,21}$	9,52
Chapa do casco (Topsides - Shell Plate)	$Espe\text{ssura da chapa do casco} = 3,55 \cdot S_n^{0,26}$	7,72
Espelho de popa (Transom Plate)	$Espe\text{ssura do espelho de popa} = espe\text{ssura da chapa do fundo do casco}$	9,52
Chapa do convés (Deck Side Plate)	$Espe\text{ssura da chapa do convés} = 3,55 \cdot S_n^{0,2}$	6,45

Fonte: Autor, 2016.

A Tabela 9 ilustra os valores obtidos, a chapa comercial referente aos valores obtidos e as chapas utilizadas no veleiro, onde a espessura das chapas foi retirada do catálogo da Refritubos Comércio de Metais (s.d) que foi a fornecedora das chapas de alumínio para a construção do veleiro. Como podem ser observadas as chapas utilizadas são mais espessas devido à utilização do método *Strongall*, como consequência houve um aumento de 2043,5 kg do peso da embarcação. Esse aumento de peso foi encontrado através do cálculo de área de cada chapa, utilizando o software Rhinoceros, multiplicado pela diferença da espessura dessa chapa, comercial e utilizada, e pela densidade do alumínio que é aproximadamente  $2700 \text{ kg/m}^3$ .

Tabela 9 - Espessura das chapas.

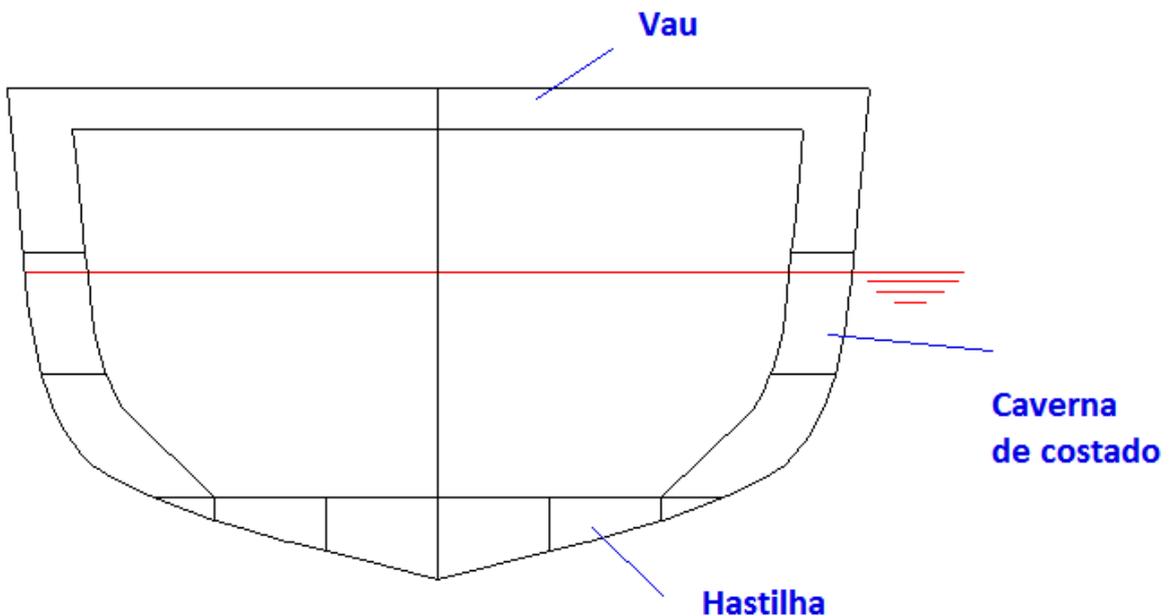
Estrutura	Valor calculado	Chapa comercial	Chapa existente no projeto do veleiro ECO-UFSC60
Espessura da chapa do fundo do casco	9,52 mm	9,52 mm	15,87 mm
Espessura da chapa do casco	7,72 mm	7,93 mm	12,70 mm
Espessura do espelho de popa	9,52 mm	9,52 mm	15,87 mm
Espessura da chapa do convés	6,45 mm	7,93 mm	7,93 mm

Fonte: Autor, 2016.

#### 4.5. Cavernas

As cavernas têm o objetivo de dar forma ao casco, sustentar o chapeamento e aumentar a resistência das chapas. As cavernas constituem os elementos estruturais transversais do casco. A caverna é constituída por caverna de costado, vau e hastilha como mostrado na Figura 8.

Figura 8 - Caverna.



Fonte: Autor, 2016.

O vau é uma viga estrutural colocada no sentido transversal da embarcação, travando as balizas das cavernas do casco entre si. O seu conjunto serve para sustentar os chapeamentos dos conveses. E a hastilha é uma chapa transversal que vai de um bordo a outro, no fundo do navio, fechando o anel estrutural das cavernas e o vau correspondente (Fonseca, 2002).

Para calcular o espaçamento entre uma caverna e outra pode ser utilizado a equação 4.5.1, essa equação é utilizada para o sistema de construção transversal.

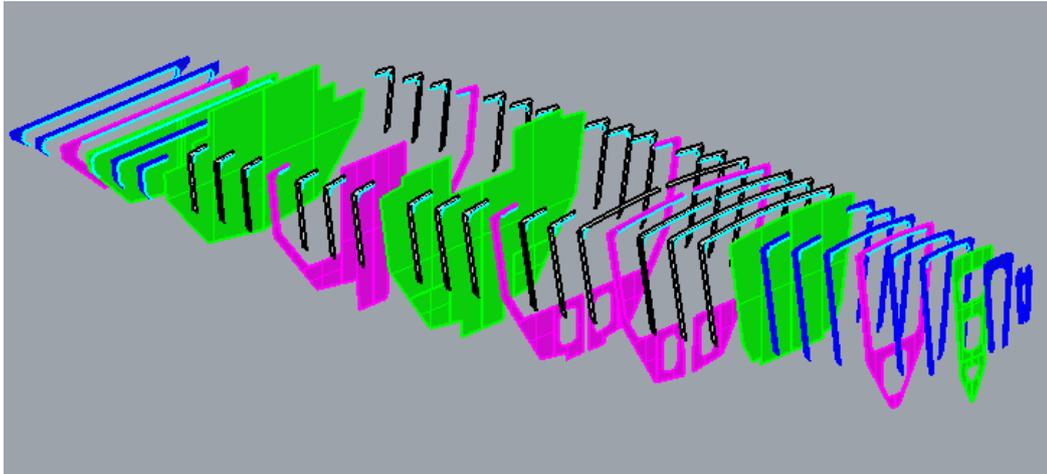
$$\text{Espaçamento entre as cavernas} = 259 \cdot S_n^{0,15} \text{ [mm]} \quad (4.5.1)$$

$$\text{Espaçamento entre as cavernas} = 259 \cdot 19,89^{0,15} = \mathbf{530,85 \text{ mm}}$$

Através dessa distância obtemos o número de cavernas e anteparas igual a 35, essa grande quantidade se deve a utilização de estrutura transversal. No veleiro em construção foram usadas 36 cavernas, com espaçamento de 0,5 metros, onde está distância foi medida no veleiro e construção no Sapiens Parque.

Como pode ser observado na Figura 9 existem três diferentes tipos de cavernas no veleiro, onde o objetivo foi de otimizar a estrutura. Assim, a caverna mais resistente estará presente onde o esforço é maior. O veleiro possui 5 cavernas fechadas (rosa) espalhadas ao longo do seu comprimento onde são intercaladas por 15 cavernas abertas do tipo 1 (preta) localizados no centro da embarcação e 11 do tipo 2 (azul) localizadas nas extremidades do veleiro e os elementos verdes são as anteparas que serão citadas mais adiante.

Figura 9 - Cavernamento do veleiro.



Fonte: Figura extraída do modelo computacional do veleiro existente feito pelos arquitetos navais Olivier Petit et Nicolas Berthelot.

As Tabelas 10, 11 e 12 mostram os elementos e o cálculo para o dimensionamento da caverna de costado, do vau do convés e da hastilha respectivamente, assim como os valores obtidos, onde  $S_n = 19,89$  calculado anteriormente.

Tabela 10 - Dimensões calculadas da caverna de costado.

Elemento	Fórmula	Resultado (mm)
Altura da alma da caverna	$31,24 \cdot S_n^{0,46}$	123,62
Espessura da alma da caverna	$5,84 \cdot S_n^{0,21}$	10,94
Largura da aba da caverna	$23,36 \cdot S_n^{0,46}$	92,44
Espessura da aba da caverna	1,25. espessura da alma	13,67
Altura da alma da caverna na lateral do casco	0,7. altura da alma no fundo	86,53

Fonte: Autor, 2016.

Tabela 11 - Dimensões calculadas do vau do convés.

Elemento	Fórmula	Resultado (mm)
Altura da alma do vau	$26,67 \cdot S_n^{0,36}$	78,26
Espessura da alma do vau	o mesmo que a alma do fundo e da lateral do casco	10,94
Largura da aba do vau	0,75. altura da alma	58,69
Espessura da aba do vau	1,25. espessura da alma	13,67

Fonte: Autor, 2016.

Tabela 12 - Dimensões calculadas da hastilha.

Elemento	Fórmula	Resultado (mm)
<b>Espessura da hastilha</b>	mesma que a espessura da alma da caverna	10,94
<b>Altura da hastilha</b>	$71,62 \cdot Sn^{0,35}$	226,80

Fonte: Autor, 2016.

Depois de calculado os elementos dos três constituintes da caverna, as Tabelas 13,14 e 15 apresentam todos os valores calculados para dimensionar a caverna e os valores que foram utilizados no veleiro, que foram medidos no veleiro em construção no Sapiens Parque. Onde a largura da aba do vau varia de acordo com a caverna, então foram utilizadas abas de 60 mm para as cavernas fechadas e de 50 mm para as restantes (caverna aberta tipo 1 e 2).

Tabela 13 - Dimensões da caverna de costado

Elemento	Valor calculado	Valor existente na caverna fechada	Valor existente na caverna aberta tipo 1	Valor existente na caverna aberta tipo 2
Altura da alma da caverna na lateral e no fundo do casco	86,53/123,62 mm	120 mm	69 mm	69 mm
Espessura da alma da caverna	10,94 mm	6 mm	8 mm	8 mm
Largura da aba da caverna	92,44 mm	100 mm	25 mm	35 mm
Espessura da aba da caverna	13,67 mm	16 mm	16 mm	16 mm

Fonte: Autor, 2016.

Tabela 14 - Dimensão do vau do convés.

Elemento	Valor calculado	Valor existente no veleiro ECO-UFSC60
Altura da alma do vau do convés	78,26 mm	72 mm
Espessura da alma do vau do convés	10,94 mm	8 mm
Largura da aba do vau do convés	58,69 mm	50/60 mm
Espessura da aba do vau do convés	13,67 mm	12 mm

Fonte: Autor, 2016.

Tabela 15 - Dimensão da Hastilha.

Elemento	Valor calculado	Valor existente no veleiro ECO-UFSC60
Espessura da hastilha	10,94	8 mm
Altura da hastilha	0,23 m	0,25 – 1,49 m

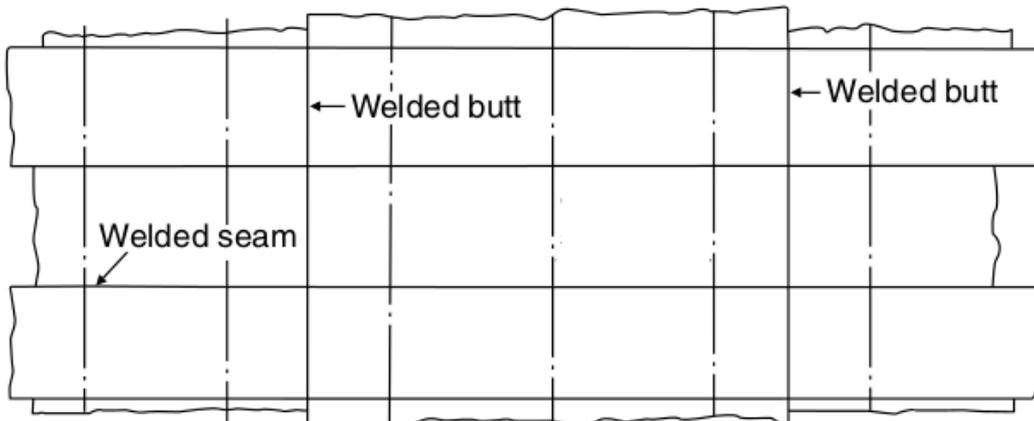
Fonte: Autor, 2016.

Segundo o engenheiro responsável pela construção do veleiro, Andrea Piga, a diminuição do tamanho dos elementos estruturais se dar por duas razões, primeiro pelas chapas serem mais grossas e segundo pela existência de cantos vivos ao longo do casco. Por consequência, esses fatores geram um aumento na resistência do veleiro. Outro ponto importante são os tanques que se localizam no fundo do casco, os quais aumentam a rigidez do mesmo nos locais de caverna aberta.

#### 4.6. Localização dos elementos de reforço (butt and seam locations in plate)

Por convenção as junções transversais ou verticais entre as chapas do casco são chamadas de *butts* e as horizontais de *seams*, ambas são junções de solda de topo (GERR, 2000), conforme visto na Figura 10.

Figura 10 - Junções do tipo *butt* e *sea*.



Fonte: <http://www4.hcmut.edu.vn/~dantn/lesson/gsdm/p5c17.html> (2013).

A equação 4.6.1 mostra a distância mínima requerida entre uma junção do tipo *butt* e uma caverna.

$$\text{Distância mínima entre uma junção do tipo butt e uma caverna} = 24 \cdot \text{Espessura da chapa [mm]} \quad (4.6.1)$$

A Tabela 16 mostra a distância mínima e a distância adotada entre uma junção do tipo *butt* e uma caverna de acordo com a chapa local, essa distância foi medida no próprio veleiro em construção no Sapiens Parque.

Tabela 16 - Distância entre uma junção do tipo *butt* e uma caverna.

Chapa	Distância mínima (mm)	Distância existente no veleiro ECO-UFSC60 (mm)
Chapa do fundo do casco	384	500
Chapa do casco	288	250
Chapa do convés	192	250

Fonte: Autor, 2016.

Como o número de cavernas é grande, a distância máxima entre as cavernas foi de 0,5 metros. Portanto, o maior valor máximo possível de espaçamento entre as cavernas e a solda no casco e no convés foi de 0,25 metros. Pode se observar pela tabela 16 que a distância na chapa do fundo e do convés foi respeitada, porém, na chapa do casco acabou sendo menor que a distância requerida, havendo uma concentração de tensão.

Para calcular a distância mínima requerida entre uma junção do tipo *seam* e uma longarina foi utilizada a equação 4.6.2.

$$\text{Distância mínima entre uma junção do tipo seam e uma longarina} = 12 \cdot \text{Espessura da chapa [mm]} \quad (4.6.2)$$

A Tabela 17 mostra a distância mínima e a distância adotada entre uma junção do tipo *seam* e uma longarina de acordo com a chapa local, essa distância foi medida no próprio veleiro em construção no Sapiens Parque.

Tabela 17 - Distância entre uma junção do tipo *seam* e uma longarina.

Chapa	Distância mínima (mm)	Distância existente no veleiro ECO-UFSC60 (mm)
Chapa do fundo do casco	192	200
Chapa do casco	144	200
Chapa do convés	96	200

Fonte: Autor, 2016.

Como foi observada na Tabela 9 a junção do tipo *seam* está de acordo com o espaçamento mínimo sugerido pelo Gerr (2000).

#### 4.7. Anteparas (bulkheads)

Anteparas são as separações verticais que subdividem em compartimentos o espaço interno do casco. Assim, acabam mantendo a forma e aumentam a resistência do navio. As anteparas podem ser transversais, longitudinais, estanques ou não (FONSECA, 2002). Na Figura 9 estão representadas pela cor verde as 5 anteparas presentes no veleiro. A espessura da antepara é definida pela equação 4.7.1.

Espessura da antepara = mesma que a chapa do convés [mm] (4.7.1)

Espessura da antepara = **6,45 mm**

A Tabela 18 apresenta todos os valores calculados da antepara e os valores que foram utilizados no veleiro.

Tabela 18 - Dimensão da Antepara.

Elemento	Valor calculado	Valor existente no veleiro ECO-UFSC60
Espessura da antepara	6,45 mm	6 mm

Fonte: Autor, 2016.

A espessura menor adotada deve-se ao uso de *stringers* (reforçadores) ao longo da antepara, o que permite a diminuição da sua espessura para obter uma mesma resistência.

#### 4.8. Longarinas

Longarinas são vigas engastadas de proa a popa, perpendicularmente às cavernas. No veleiro ECO—UFSC60 foram utilizadas longarinas no fundo do casco e sicordas, que é um tipo de longarina. A longarina no fundo do casco é utilizado para aumentar a resistência longitudinal da estrutura e a consolidação das cavernas. As longarinas são engastadas de proa a popa, perpendicularmente às cavernas no fundo da embarcação. Já a sicorda é um tipo de longarina que fica nos conveses dos navios construídos no sistema transversal, ligando os vaus entre si (Fonseca, 2002).

As Tabelas 19 e 20 mostram os elementos e o calculo para o dimensionamento da longarina do fundo do casco e da sicorda respectivamente, assim como os valores obtidos, onde  $S_n = 19,89$  calculado anteriormente

Tabela 19 - Dimensões calculadas da longarina do fundo do casco.

Elemento	Fórmula	Resultado (mm)
Espessura da alma	$5,08 \cdot S_n^{0,24}$	10,41
Altura mínima da alma	$131,5 \cdot S_n^{0,21}$	246,39
Altura mínima da alma da alma no topo da hastilha e nas cavernas	$49,8 \cdot S_n^{0,15}$	77,98
Espessura da aba	$6,09 \cdot S_n^{0,24}$	12,48
Largura da aba	$35,5 \cdot S_n^{0,27}$	79,59

Fonte: Autor, 2016.

Tabela 20 - Dimensões calculadas da sicorda.

Elemento	Fórmula	Resultado (mm)
Altura da alma da sicorda	$76,2 \cdot S_n^{0,36}$	223,58
Espessura da alma da sicorda	$5,84 \cdot S_n^{0,21}$	10,94
Largura da aba da sicorda	$53,34 \cdot S_n^{0,4}$	176,39
Espessura da aba da sicorda	1,2. web thickness	13,13

Fonte: Autor, 2016.

As Tabelas 21 e 22 apresentam todos os valores calculados da longarina no fundo do casco e da sicorda respectivamente, assim como os valores que foram utilizados no veleiro, os quais foram medidos no veleiro em construção no Sapiens Parque.

Tabela 21 - Dimensão da longarina no fundo do casco.

Elemento	Valor calculado	Valor existente no veleiro ECO-UFSC60
Altura mínima da alma	246,39 mm	108 mm
Altura mínima da alma no topo da hastilha e nas cavernas	77,98 mm	108 mm
Espessura da alma	10,41 mm	6 mm
Largura da aba	79,59 mm	60 mm
Espessura da aba	12,48 mm	12 mm

Fonte: Autor, 2016.

Tabela 22 - Dimensão da sicorda.

Elemento	Valor calculado	Valor existente no veleiro ECO-UFSC60
Altura da alma da sicorda	223,58 mm	88 mm
Espessura da alma da sicorda	10,94 mm	6 mm
Largura da aba da sicorda	176,39 mm	60 mm
Espessura da aba da sicorda	13,13 mm	12 mm

Fonte: Autor, 2016.

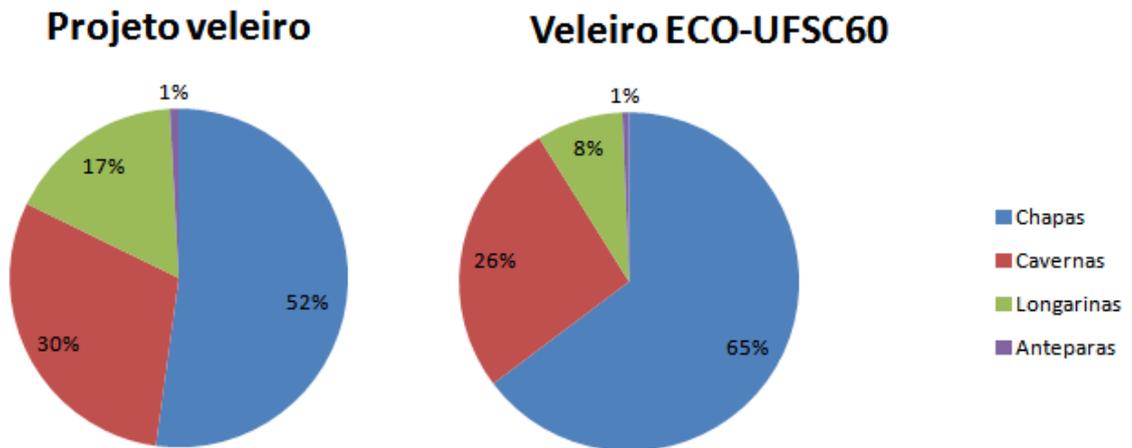
As sicordas, assim como as longarinas para enrijecer o fundo do casco, não são elementos fundamentais para o tipo de construção transversal (GERR, 2000). O projetista optou por utiliza-las, contudo as dimensões adotadas foram menores pelo fato do elevado número de carvenas, as quais aumentam consideravelmente a resistência longitudinal ao longo do casco.

#### 4.9. Distribuição de massa

Após o cálculo das espessuras de todas as chapas e elementos internos é possível verificar a porcentagem do peso de cada elemento que compõe a estrutura do veleiro pelo diagrama da Figura 11, o qual pode se observar que as chapas

representam mais que a metade do peso total da estrutura para os dois casos. O peso estrutural total do veleiro ECO-UFSC60 é de 8869 kg e do projeto do veleiro é de 7086,7 kg.

Figura 11 - Análise da porcentagem dos pesos de cada elemento na estrutura.



Fonte: Autor, 2016.

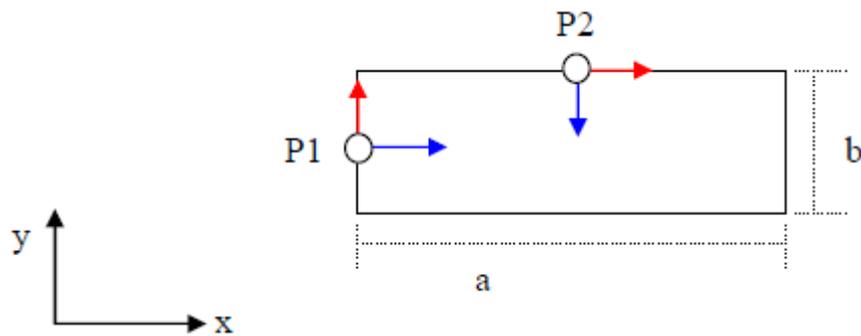
#### 4.10. Análise da eficiência da estrutura

Para analisar a eficiência da estrutura é feito uma análise do chapeamento do fundo do casco do veleiro, a unidade de chapeamento é delimitada por duas anteparas e uma longarina do fundo e uma quilha. Será considerado que o carregamento atuante no chapeamento está diretamente associado à pressão hidrostática. Portanto,

$$P = P_{\text{água}} = \text{Calado (m)} \times 0,01 \left( \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \right) = 0,014 \text{ MPa}$$

A unidade de chapeamento é modelada como chapa com os quatro lados engastados, onde os pontos críticos estão localizados no centro de cada um dos lados que definem a unidade de chapeamento, representado na Figura 12.

Figura 12 - Pontos críticos da chapa engastada nos quatro lados.



Fonte: Autor, 2016.

O cálculo da tensão de flexão na chapa se dá pela seguinte equação,

$$\sigma = k \cdot \frac{P}{2} \cdot \left(\frac{b}{t}\right)^2$$

Onde:

$\sigma$  - tensão de flexão na chapa (MPa);

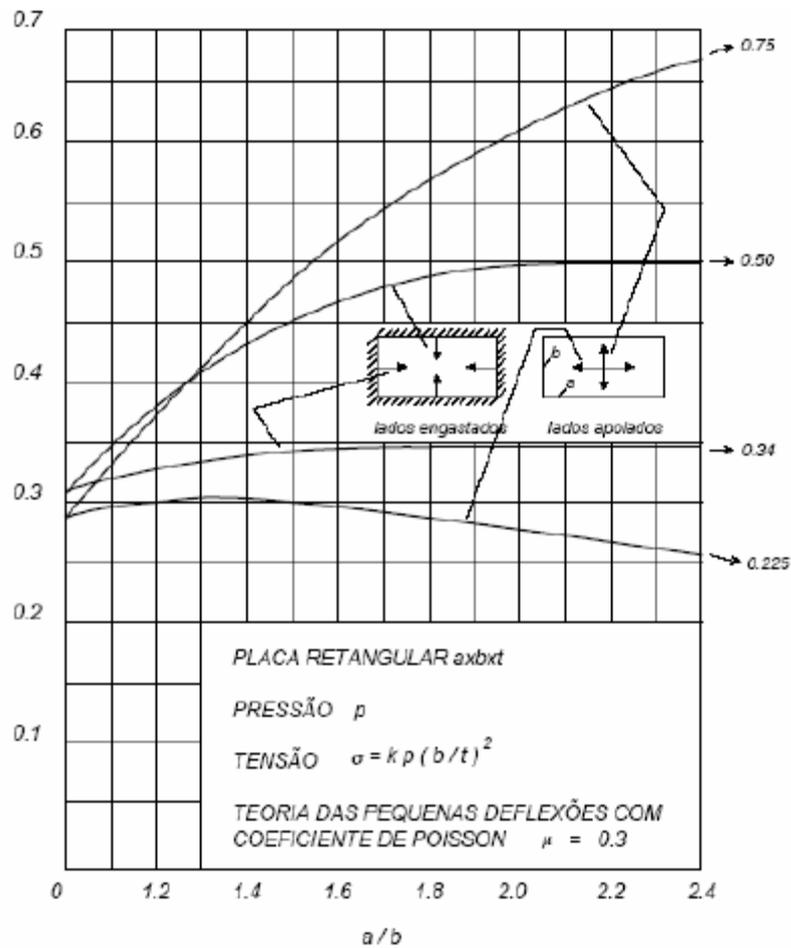
$k$  – constante tabelada que depende da relação entre os lados e dos vínculos destes (Figura 13);

$P$  – pressão lateral sobre a chapa (MPa);

$b$  – menor lado da chapa (mm);

$t$  – espessura da chapa (mm).

Figura 13 – Tensões em placas retangulares sob pressão uniforme.



Fonte: AUGUSTO (2007).

Considerando a chapa calculada utilizando os critérios do Gerr (2000) temos  $a = 770$  mm,  $b = 530$  mm e  $t = 9,52$  mm.

Para lados engastados e  $a/b = 1,45$  têm-se as “tensões diretas”:

$$\sigma_{xx}^{P1} = k \cdot P \cdot \left(\frac{b}{t}\right)^2 = 0,34 \cdot 0,014 \cdot \left(\frac{530}{9,52}\right)^2 = 14,75 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{yy}^{P2} = k \cdot P \cdot \left(\frac{b}{t}\right)^2 = 0,43 \cdot 0,014 \cdot \left(\frac{530}{9,52}\right)^2 = 18,66 \text{ MPa}$$

Para lados engastados e  $a/b = 1,45$  têm-se as “tensões resultantes do efeito Poisson”:

$$\sigma_{yy}^{P1} = \mu \cdot k \cdot P \cdot \left(\frac{b}{t}\right)^2 = 0,3 \cdot 0,34 \cdot 0,014 \cdot \left(\frac{530}{9,52}\right)^2 = 4,43 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{xx}^{P2} = \mu \cdot k \cdot P \cdot \left(\frac{b}{t}\right)^2 = 0,3 \cdot 0,43 \cdot 0,014 \cdot \left(\frac{530}{9,52}\right)^2 = 5,60 \text{ MPa}$$

Obtendo uma tensão equivalente de von Mises,

$$\sigma_{eq}^{P1} = \sqrt{(\sigma_{xx}^{P1})^2 + (\sigma_{yy}^{P1})^2 - \sigma_{xx}^{P1} \cdot \sigma_{yy}^{P1}} = 13,1 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{eq}^{P2} = \sqrt{(\sigma_{xx}^{P2})^2 + (\sigma_{yy}^{P2})^2 - \sigma_{xx}^{P2} \cdot \sigma_{yy}^{P2}} = 16,6 \text{ MPa}$$

A massa total dessa chapa é,

$$a \times b \times t \times 2700 \text{ (kg/m}^3\text{)} = 0,77 \times 0,53 \times 0,00952 \times 2700 = 10,49 \text{ kg}$$

Considerando a chapa utilizada no veleiro ECO-UFSC60 temos  $a = 770 \text{ mm}$ ,  $b = 500 \text{ mm}$  e  $t = 15,87 \text{ mm}$ .

Para lados engastados e  $a/b = 1,54$  têm-se as “tensões diretas”:

$$\sigma_{xx}^{P1} = k \cdot P \cdot \left(\frac{b}{t}\right)^2 = 0,34 \cdot 0,014 \cdot \left(\frac{500}{15,87}\right)^2 = 4,72 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{yy}^{P2} = k \cdot P \cdot \left(\frac{b}{t}\right)^2 = 0,46 \cdot 0,014 \cdot \left(\frac{500}{15,87}\right)^2 = 6,39 \text{ MPa}$$

Para lados engastados e  $a/b = 1,54$  têm-se as “tensões resultantes do efeito Poisson”:

$$\sigma_{yy}^{P1} = \mu \cdot k \cdot P \cdot \left(\frac{b}{t}\right)^2 = 0,3 \cdot 0,34 \cdot 0,014 \cdot \left(\frac{500}{15,87}\right)^2 = 1,42 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{xx}^{P2} = \mu \cdot k \cdot P \cdot \left(\frac{b}{t}\right)^2 = 0,3 \cdot 0,46 \cdot 0,014 \cdot \left(\frac{500}{15,87}\right)^2 = 1,92 \text{ MPa}$$

Obtendo uma tensão equivalente de von Mises,

$$\sigma_{eq}^{P1} = \sqrt{(\sigma_{xx}^{P1})^2 + (\sigma_{yy}^{P1})^2 - \sigma_{xx}^{P1} \cdot \sigma_{yy}^{P1}} = 4,2 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{eq}^{P2} = \sqrt{(\sigma_{xx}^{P2})^2 + (\sigma_{yy}^{P2})^2 - \sigma_{xx}^{P2} \cdot \sigma_{yy}^{P2}} = 5,7 \text{ MPa}$$

A massa total dessa chapa é,

$$a \times b \times t \times 2700 \text{ (kg/m}^3\text{)} = 0,77 \times 0,50 \times 0,01587 \times 2700 = 16,50 \text{ kg}$$

Comparando as duas chapas na Tabela 23, pode se observar que a chapa do veleiro ECO-UFSC60 sofre uma menor tensão nos pontos críticos da chapa, e se comparar a eficiência estrutural dividindo a maior tensão equivalente ( $\sigma_{eq}^{P2}$ ) pela massa da chapa nota-se também que ela sofre uma menor tensão por quantidade de massa, tornando-a mais eficiente.

Tabela 23 - Comparação entre as chapas.

	Chapa calculada pelo Gerr (2000)	Chapa veleiro ECO-UFSC60
$\sigma_{xx}^{P1}$ (MPa)	14,75	4,72
$\sigma_{yy}^{P1}$ (MPa)	4,43	1,42
$\sigma_{eq}^{P1}$ (MPa)	13,10	4,20
$\sigma_{xx}^{P2}$ (MPa)	5,60	1,92
$\sigma_{yy}^{P2}$ (MPa)	18,66	6,39
$\sigma_{eq}^{P2}$ (MPa)	16,60	5,70
Massa (kg)	10,49	16,50
Eficiência (MPa/kg)	1,58	0,34

Fonte: Autor, 2016.

## 5. ESTABILIDADE

Neste capítulo é apresentada e discutida a análise de estabilidade do veleiro em projeto, considerando modelos empíricos e resultados obtidos por simulação computacional.

### 5.1. Análise de pesos e centros

A posição do centro de gravidade de um corpo depende da forma e da distribuição de pesos existente ao longo do corpo. Através desta distribuição pode ser determinado o centro de gravidade da embarcação (CG).

A dinâmica de uma embarcação a vela é fortemente influenciada pelo arranjo de pesos a bordo, o qual define o ângulo de trim e a estabilidade transversal da embarcação.

É importante observar que, para embarcações de pequeno porte, a posição do CG varia constantemente, porque é função de itens que são consumíveis ou removíveis de bordo. Assim esta posição deve ser analisada para diferentes condições de carregamento.

O arranjo de pesos analisado no projeto pressupõe que este é similar ao arranjo existente no veleiro de referência ECO-UFSC60.

Observando o arranjo existente no veleiro de referência bem como seu memorial de cálculo (Anexo I) pode-se fazer uma estimativa da posição do centro de massa para as diferentes condições de carga analisadas.

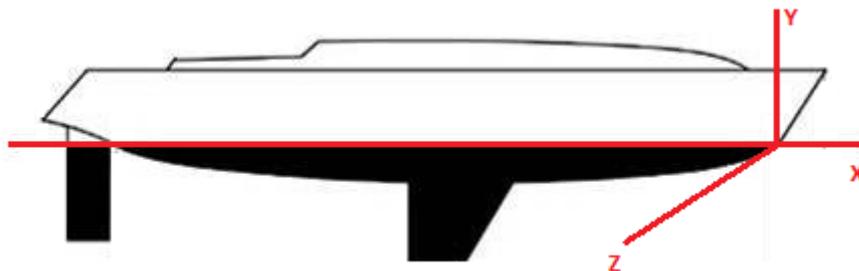
Os critérios da IMO (*International Maritime Organization*) aqui utilizados são referentes a resolução: A-749(18) - *Code on Intact Stability for All Types of Ships Covered by IMO Instruments*. O critério da IMO recomenda a análise para quatro condições de carga (capítulo 3, parágrafo 3.6):

1. Embarcação na condição de partida totalmente carregado, com o tanque de combustível cheio;
2. Embarcação na condição de chegada totalmente carregada, mas com apenas 10% do tanque de combustível;

3. Embarcação sem carga, mas com o tanque combustível cheio;
4. Embarcação sem carga, mas com apenas 10% do tanque de combustível.

Neste trabalho todas as análises foram feitas usando o sistema de referência mostrado na Figura 14.

Figura 14 - Sistema de referência para dimensionamento de CG.



Fonte: Autor, 2016.

As Tabelas 24 e 25 mostram o cálculo de LCG, VCG e TCG do veleiro na condição de peso leve (conjunto dos itens fixos da embarcação) da embarcação. Na Tabela 24 foi considerado que a quilha recolhida e na Tabela 25 com a mesma estendida. O cálculo foi dividido em seções principais da embarcação e cada seção possui seus principais constituintes, onde cada elemento foi pesado e determinado seu CG para então localizar sua posição vertical em relação à linha d'água (VCG), transversal em relação ao eixo transversal do barco (TCG) e horizontal em relação a perpendicular avante (LCG). Após esse processo, foi calculado o momento em cada eixo (x,y,z), onde o somatório dos momentos dividido pelo somatório dos pesos nos dá a de LCG, VCG e TCG que são as coordenadas do CG da embarcação nos eixos longitudinal, vertical e transversal respectivamente.

Tabela 24 - Cálculo de pesos e centros para a quilha recolhida (Peso Leve).

	Massa (kg)	LCG (m)	VCG (m)	TCG (m)
<b>Casco e Convés</b>	<b>9498,8</b>	<b>10,3</b>	<b>0,4</b>	<b>0,0</b>
Casco – Alumínio	5739,8	10,6	0,2	0,0
Estrutura e auxiliares - Alumínio	2984,0	9,0	0,2	0,0
Casco – Fibra	620,0	13,5	2,2	0,0
Estrutura e auxiliares - Fibra	155,0	13,5	2,2	0,0
<b>Apêndices</b>	<b>5800,0</b>	<b>8,6</b>	<b>-0,5</b>	<b>0,0</b>
Bolina	4500,0	8,2	-0,7	0,0
Sistema da bolina	925,0	6,7	0,8	0,0
Leme e sistema de direção	375,0	17,7	-0,3	0,0
<b>Motor e Sistemas</b>	<b>2440,0</b>	<b>11,0</b>	<b>-0,5</b>	<b>0,0</b>
Motor e drive line	700,0	11,6	-0,9	0,0
Auxiliares do motor	435,0	11,6	-0,3	0,0
Sistema elétrico	250,0	11,0	0,3	0,0
Circuito de alimentação do motor	105,0	9,9	-0,2	0,0
Baterias	450,0	7,5	-0,9	0,0
Sistema hidraulico	500,0	13,2	-0,2	0,0
<b>Aparelhagem do convés</b>	<b>975,0</b>	<b>3,7</b>	<b>1,0</b>	<b>0,0</b>
Aparelhagem do convés	225,0	11,0	1,8	0,0
Caixa de corrente	750,0	1,5	0,8	0,0
<b>Mastreação</b>	<b>1790,0</b>	<b>7,4</b>	<b>8,0</b>	<b>0,0</b>
Mastros e estais	1190,0	8,2	9,0	0,0
Velas – Base	350,0	7,8	10,0	0,0
Velas - Stored	250,0	3,0	0,5	0,0
<b>Interior</b>	<b>2450,0</b>	<b>9,6</b>	<b>0,7</b>	<b>0,0</b>
Interior e móveis	950,0	9,0	0,6	0,0
Fundo e forro	1040,0	10,3	0,8	0,0
Equipamento interior	460,0	9,0	0,5	0,0
<b>Equipamentos</b>	<b>1710,0</b>	<b>15,3</b>	<b>1,0</b>	<b>0,0</b>
Equipamentos básicos	275,0	10,0	0,6	0,0
Diversos	250,0	12,0	0,8	0,0
Sistema de trabalho	750,0	16,0	0,5	0,0
Targa	97,4	17,5	1,8	0,0
Turco	37,5	19,1	0,9	0,0
Bote	300,0	19,7	2,4	0,0
<b>Total:</b>	<b>24663,7</b>	<b>9,77</b>	<b>0,75</b>	<b>0,0</b>

Fonte: Autor, 2016. Adaptado de: Petit & Berthelot (2011).

Tabela 25 - Cálculo de pesos e centros para a quilha estendida (Peso Leve).

	Massa (kg)	LCG (m)	VCG (m)	TCG (m)
<b>Casco e Convés</b>	<b>9498,8</b>	<b>10,3</b>	<b>0,4</b>	<b>0,0</b>
Casco – Alumínio	5739,8	10,6	0,2	0,0
Estrutura e auxiliares - Alumínio	2984,0	9,0	0,2	0,0
Casco – Fibra	620,0	13,5	2,2	0,0
Estrutura e auxiliares – Fibra	155,0	13,5	2,2	0,0
<b>Apêndices</b>	<b>5800,0</b>	<b>7,6</b>	<b>-1,7</b>	<b>0,0</b>
Bolina	4500,0	7,0	-2,3	0,0
Sistema da bolina	925,0	6,7	0,8	0,0
Leme e sistema de direção	375,0	17,7	-0,3	0,0
<b>Motor e Sistemas</b>	<b>2440,0</b>	<b>11,0</b>	<b>-0,5</b>	<b>0,0</b>
Motor e drive line	700,0	11,6	-0,9	0,0
Auxiliares do motor	435,0	11,6	-0,3	0,0
Sistema elétrico	250,0	11,0	0,3	0,0
Circuito de alimentação do motor	105,0	9,9	-0,2	0,0
Baterias	450,0	7,5	-0,9	0,0
Sistema hidráulico	500,0	13,2	-0,2	0,0
<b>Aparelhagem do convés</b>	<b>975,0</b>	<b>3,7</b>	<b>1,0</b>	<b>0,0</b>
Aparelhagem do convés	225,0	11,0	1,8	0,0
Caixa de corrente	750,0	1,5	0,8	0,0
<b>Mastreação</b>	<b>1790,0</b>	<b>7,4</b>	<b>8,0</b>	<b>0,0</b>
Mastros e estais	1190,0	8,2	9,0	0,0
Velas – Base	350,0	7,8	10,0	0,0
Velas – Stored	250,0	3,0	0,5	0,0
<b>Interior</b>	<b>2450,0</b>	<b>9,6</b>	<b>0,7</b>	<b>0,0</b>
Interior e móveis	950,0	9,0	0,6	0,0
Fundo e forro	1040,0	10,3	0,8	0,0
Equipamento interior	460,0	9,0	0,5	0,0
<b>Equipamentos</b>	<b>1710,0</b>	<b>15,3</b>	<b>1,0</b>	<b>0,0</b>
Equipamentos básicos	275,0	10,0	0,6	0,0
Diversos	250,0	12,0	0,8	0,0
Sistema de trabalho	750,0	16,0	0,5	0,0
Targa	97,4	17,5	1,8	0,0
Turco	37,5	19,1	0,9	0,0
Bote	300,0	19,7	2,4	0,0
<b>Total:</b>	<b>24663,7</b>	<b>9,54</b>	<b>0,46</b>	<b>0,0</b>

Fonte: Autor, 2016. Adaptado de: Petit & Berthelot (2011).

A Tabela 26 apresenta o cálculo adicional de CG para o a embarcação carregada (inclui conjunto de cargas e tensões temporárias) e com os tanques de combustíveis cheios.

Tabela 26 - Cálculo de pesos e centros (embarcação carregada).

<b>Work Loads</b>				
<b>Seções</b>	<b>Massa (kg)</b>	<b>LCG (m)</b>	<b>VCG (m)</b>	<b>TCG (m)</b>
MOC	1070	9,39	0,5	0
Acomodações	1200	9	0,8	0
Hold	1450	2,75	0,8	0
Laboratório	750	15,27	0,8	0
Various	500	9,84	0,8	0
Work PF	750	16,51	0,8	0
Work hold	250	16,5	0,2	0
<b>Total:</b>	<b>5970</b>	<b>9,667471</b>	<b>0,721106</b>	<b>0</b>

<b>Tanques</b>				
<b>Seções</b>	<b>Massa (kg)</b>	<b>LCG (m)</b>	<b>VCG (m)</b>	<b>VCG (m)</b>
<b>Água potável</b>	<b>1338</b>	<b>7,69</b>	<b>-0,61</b>	<b>0</b>
T6p	669	7,69	-0,61	0
T6s	669	7,69	-0,61	0
<b>Combustível</b>	<b>3454</b>	<b>10,94812</b>	<b>-0,55931</b>	<b>0</b>
T3p	249	13,11	-0,47	0
T3s	249	13,11	-0,47	0
T4p	758	11,49	-0,55	0
T4s	758	11,49	-0,55	0
T5p	720	9,63	-0,6	0
T5s	720	9,63	-0,6	0
<b>Esgoto</b>	<b>994</b>	<b>5,91</b>	<b>-0,52</b>	<b>0</b>
T7p	559	5,91	-0,52	0
T7s	435	5,91	-0,52	0
<b>Óleo Lubrificante</b>	<b>2145</b>	<b>14,13485</b>	<b>-0,40424</b>	<b>0</b>
T1p	195	14,45	-0,38	0
T1s	650	14,45	-0,38	0
T2p	650	13,93	-0,42	0
T2s	650	13,93	-0,42	0
<b>Total:</b>	<b>7931</b>	<b>10,6289</b>	<b>-0,521</b>	<b>0</b>

Fonte: Autor, 2016. Adaptado de: Petit & Berthelot (2011).

Através das Tabelas 24 e 26 foi possível calcular o centro de gravidade (CG) para as quatro condições de carregamento proposta pela IMO, considerando a quilha recolhida. Os valores de CG obtidos estão ilustrados na Tabela 27.

Tabela 27 - Valores de CG para diferentes condições de carregamento, considerando a quilha recolhida.

	Massa (kg)	LCG (m)	VCG (m)	TCG (m)
<b>1) Veleiro carregado com tanque de combustível cheio</b>	38564,72	9,93	0,48	0
<b>2) Veleiro carregado com 10 % do tanque de combustível</b>	31426,82	9,77	0,71	0
<b>3) Veleiro sem carga com tanque de combustível cheio</b>	32594,72	9,98	0,44	0
<b>4) Veleiro sem carga com 10 % do tanque de combustível</b>	25456,82	9,79	0,71	0

Fonte: Autor, 2016.

Através das Tabelas 25 e 26 foi possível calcular o centro de gravidade (CG) para as quatro condições de carregamento proposta pela IMO, considerando a quilha estendida. Os valores de CG obtidos estão ilustrados na Tabela 28.

Tabela 28 - Valores de CG para diferentes condições de carregamento, considerando a quilha estendida.

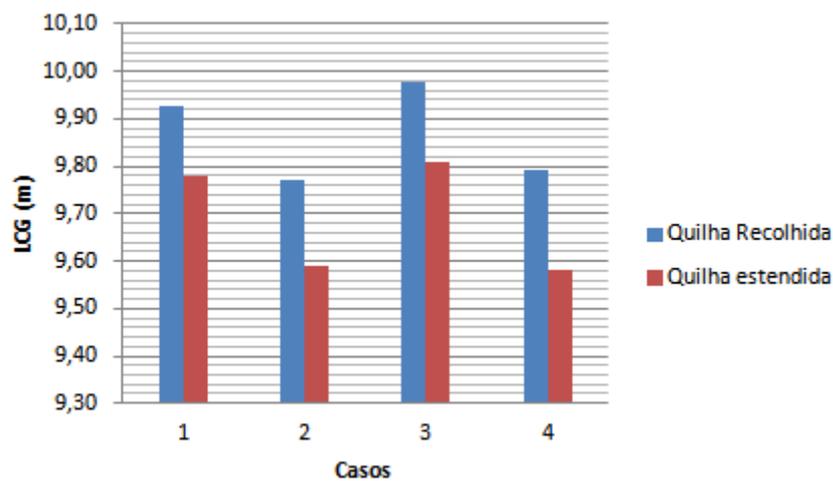
	Massa (kg)	LCG (m)	VCG (m)	TCG (m)
<b>1) Veleiro carregado com tanque de combustível cheio</b>	38564,72	9,78	0,30	0
<b>2) Veleiro carregado com 10 % do tanque de combustível</b>	31426,82	9,59	0,49	0
<b>3) Veleiro sem carga com tanque de combustível cheio</b>	32594,72	9,81	0,22	0
<b>4) Veleiro sem carga com 10 % do tanque de combustível</b>	25456,82	9,58	0,43	0

Fonte: Autor, 2016.

A Figura 15 mostra a comparação dos valores de LGC com a quilha recolhida e estendida para os quatro casos, pode se observar que houve uma variação quanto à posição da quilha. Comparando os casos 1 e 3 que considera os

tanques de combustíveis cheios com os casos 2 e 4 onde possui apenas 10% dos tanques de combustíveis, pode se perceber uma grande variação de LCG, o que mostra a grande influência dos tanques de combustíveis na posição longitudinal do centro de massa. Agora, comparando os casos 1 e 2 que considera a embarcação carregada com os casos 3 e 4 que a embarcação encontra-se descarregada, pode se observar que não houve muita variação de LCG em relação à quantidade de carga.

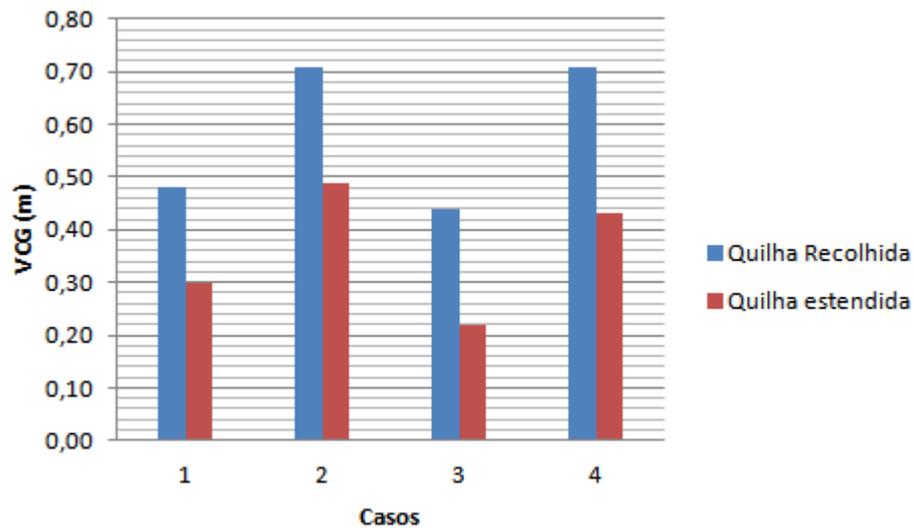
Figura 15 - Análise de LCG.



Fonte: Autor, 2016.

Analisando VCG para os quatro casos variando a posição da quilha (Figura 16), pode se observar que a posição da quilha tem influência na posição vertical do centro de massa da embarcação. Comparando os casos 1 e 3 que considera os tanques cheios com os casos 2 e 4, observa-se a influência da quantidade de combustível no VCG. Quanto a embarcação está carregada ou descarregada como pode ser comparado entre os casos 1 e 2 e nos casos 3 e 4 respectivamente, não há tanta diferença na localização de VCG.

Figura 16 - Análise de VCG.



Fonte: Autor, 2016.

## 5.2. Centro de carena (CB)

Sabendo a forma do volume submerso de uma embarcação é possível determinar o seu centro de carena (CB). Para que a condição de equilíbrio da embarcação seja garantida o centro de gravidade (CG) deve estar na mesma vertical do centro de carena (CB) (FONSECA, 2002). Utilizando o modelo do Rhinoceros fornecido pelos arquitetos navais Olivier Petit et Nicolas Berthelot foi possível calcular o centro de carena (CB) para cada condição de carregamento com a quilha recolhida e estendida. O cálculo do centro de carena (CB) se dá pelo Orca3D que é uma extensão do software Rhinoceros, no qual se obtém suas coordenadas x, y e z usando o mesmo sistema de referência utilizado para determinar CG (Figura 11). Nas Tabelas 29 e 30 pode ser observado a localização de CB para os quatro casos com a quilha recolhida e estendida respectivamente.

Tabela 29 - Localização de CB para os 4 casos com a quilha recolhida.

	LCB (mm)	VCB (mm)	TCB (mm)
<b>Caso 1</b>	9,95	-0,42	0
<b>Caso 2</b>	9,79	-0,52	0
<b>Caso 3</b>	10,00	-0,50	0
<b>Caso 4</b>	9,82	-0,60	0

Fonte: Autor, 2016.

Tabela 30 - Localização de CB para os 4 casos com a quilha estendida.

	LCB (mm)	VCB (mm)	TCB (mm)
<b>Caso 1</b>	9,79	-0,43	0
<b>Caso 2</b>	9,60	-0,52	0
<b>Caso 3</b>	9,82	-0,50	0
<b>Caso 4</b>	9,83	-0,60	0

Fonte: Autor, 2016.

Observando as Tabelas 31 e 32 e comparando CB e CG para os quatro casos considerando a quilha recolhida e estendida, podemos observar que há uma grande variação na posição vertical, o que influencia no movimento vertical da embarcação de afundamento (*heave*). Em relação à posição longitudinal se observa uma pequena variação, o que gera um trim na embarcação para aquela condição de carga. Na posição transversal não houve variação.

Tabela 31 - Comparação de CB e CG para os 4 casos com a quilha recolhida.

	LCB (mm)	LCG (mm)	VCB (mm)	VCG (mm)	TCB (mm)	TCG (mm)
<b>Caso 1</b>	9,95	9,93	-0,42	0,48	0	0
<b>Caso 2</b>	9,79	9,77	-0,52	0,71	0	0
<b>Caso 3</b>	10,00	9,98	-0,50	0,44	0	0
<b>Caso 4</b>	9,82	9,79	-0,60	0,71	0	0

Fonte: Autor, 2016.

Tabela 32 - Comparação de CB e CG para os 4 casos com a quilha estendida.

	LCB (mm)	LCG (mm)	VCB (mm)	VCG (mm)	TCB (mm)	TCG (mm)
<b>Caso 1</b>	9,79	9,78	-0,43	0,30	0	0
<b>Caso 2</b>	9,60	9,59	-0,52	0,49	0	0
<b>Caso 3</b>	9,82	9,81	-0,50	0,22	0	0
<b>Caso 4</b>	9,83	9,58	-0,60	0,43	0	0

Fonte: Autor, 2016.

As Tabelas 33 e 34 apresentam o calado e o trim para cada caso avaliado, pode se observar que houve maior trim para o caso em que a embarcação se encontra descarregada e com tanques cheios, tanto para o caso da quilha recolhida quanto para estendida. O maior calado foi observado quando a embarcação se encontra com seu maior peso (carregado e tanques cheios).

Tabela 33 - Análise do Calado x Trim para os 4 casos com a quilha recolhida.

	Calado (m)	Trim (graus)
<b>Caso 1</b>	1,52	1,168
<b>Caso 2</b>	1,38	1,077
<b>Caso 3</b>	1,44	1,517
<b>Caso 4</b>	1,28	1,396

Fonte: Autor, 2016.

Tabela 34 - Análise do Calado x Trim para os 4 casos com a quilha estendida.

	Calado (m)	Trim (graus)
<b>Caso 1</b>	1,49	0,798
<b>Caso 2</b>	1,34	0,630
<b>Caso 3</b>	1,40	1,102
<b>Caso 4</b>	1,28	1,427

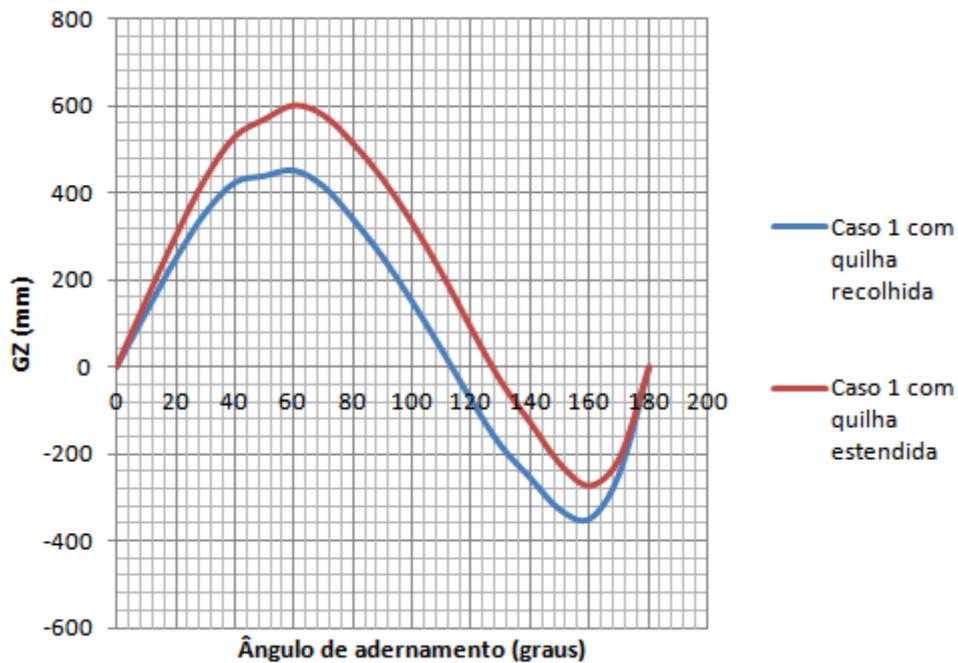
Fonte: Autor, 2016.

### 5.3. Estabilidade estática e dinâmica

Para que a embarcação possua estabilidade inicial positiva, o momento de restauração deverá ser positivo. A estabilidade de uma embarcação é a capacidade de restaurar seu equilíbrio inicial após uma perturbação qualquer. Nesta análise, observa-se o maior ângulo de adernamento (banda) que a embarcação suporta para voltar a sua posição inicial.

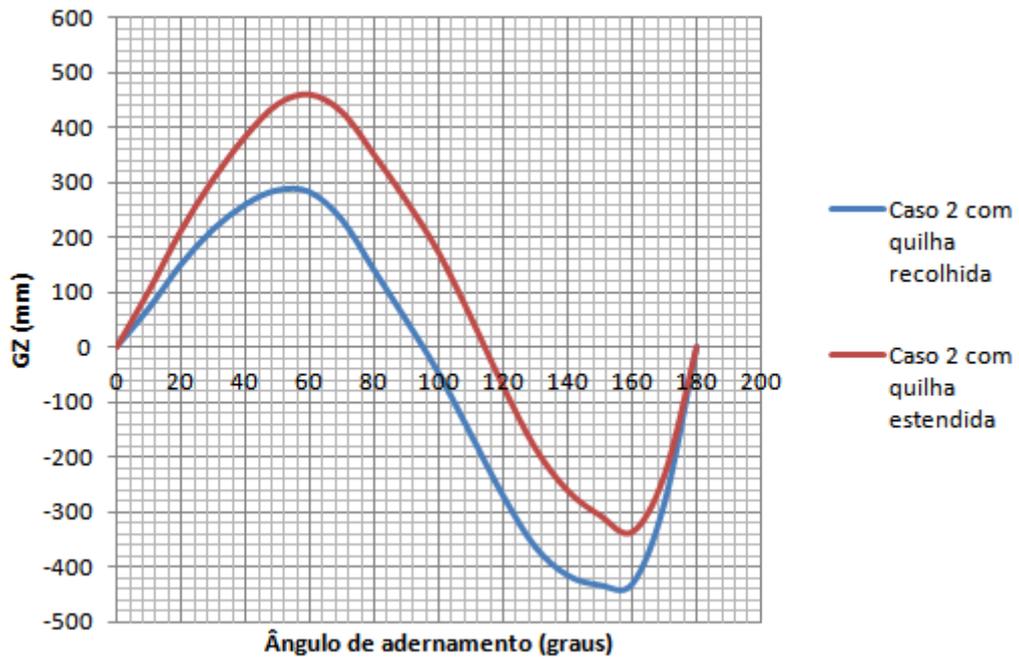
Os gráficos da curva de estabilidade estática (CEE) das Figuras 17, 18, 19 e 20 foram obtidos para os quatro casos com a quilha recolhida e estendida, através do Orca3D que é uma extensão do software Rhinoceros, ele ilustra o braço de restauração (GZ) para ângulos de adernamento de 0 a 180 graus.

Figura 17 - Braço de restauração x Ângulo de adernamento - Caso 1 com quilha recolhida e estendida.



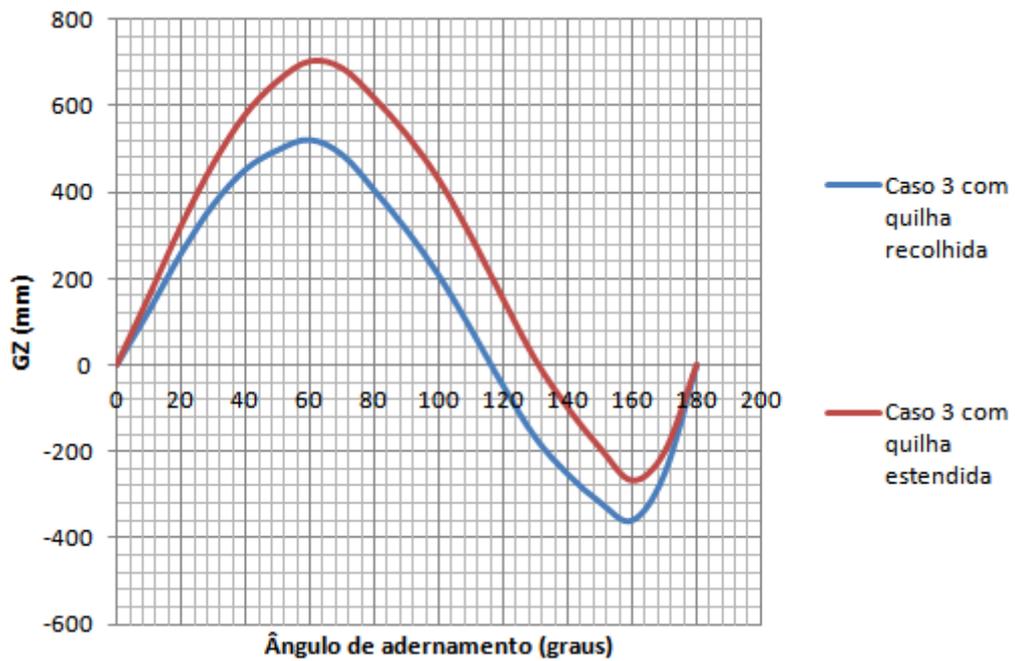
Fonte: Autor, 2016.

Figura 18 - Braço de restauração x Ângulo de adernamento - Caso 2 com quilha recolhida e estendida.



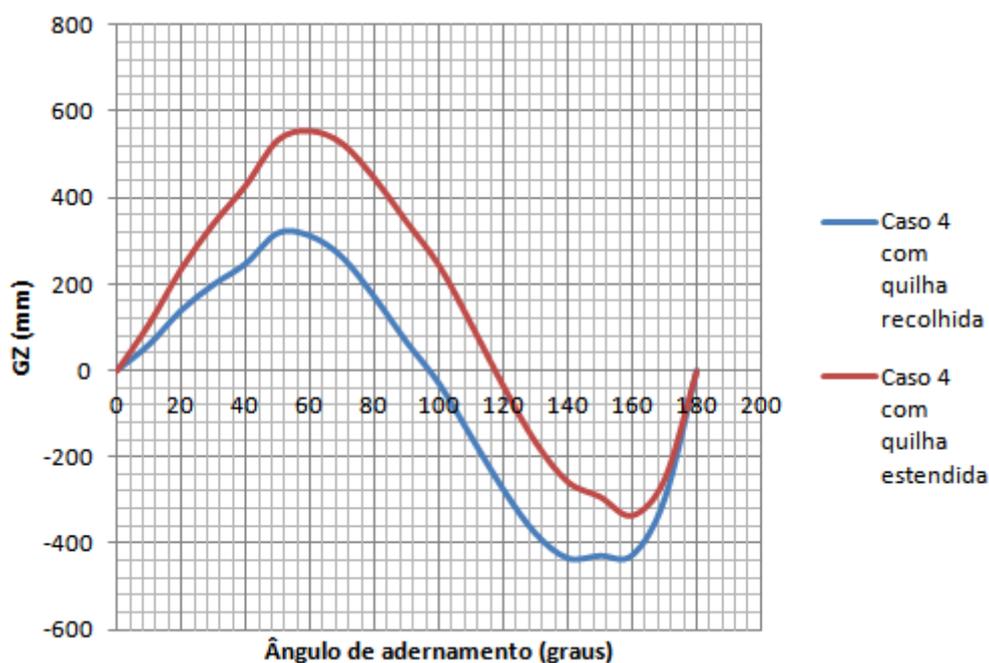
Fonte: Autor, 2016.

Figura 19 - Braço de restauração x Ângulo de adernamento - Caso 3 com quilha recolhida e estendida.



Fonte: Autor, 2016.

Figura 20 - Braço de restauração x Ângulo de adernamento - Caso 4 com quilha recolhida e estendida.



Fonte: Autor, 2016.

Em todos os casos pode se perceber que a quilha estendida aumenta o ângulo de adernamento máximo para a estabilidade ser positiva, onde a embarcação retorna a sua posição vertical por conta própria. A Tabela 35 resume os valores dos ângulos de adernamento encontrado em cada caso, podendo ser analisado que a diferença para a posição da quilha varia consideravelmente o ângulo de adernamento em cada caso.

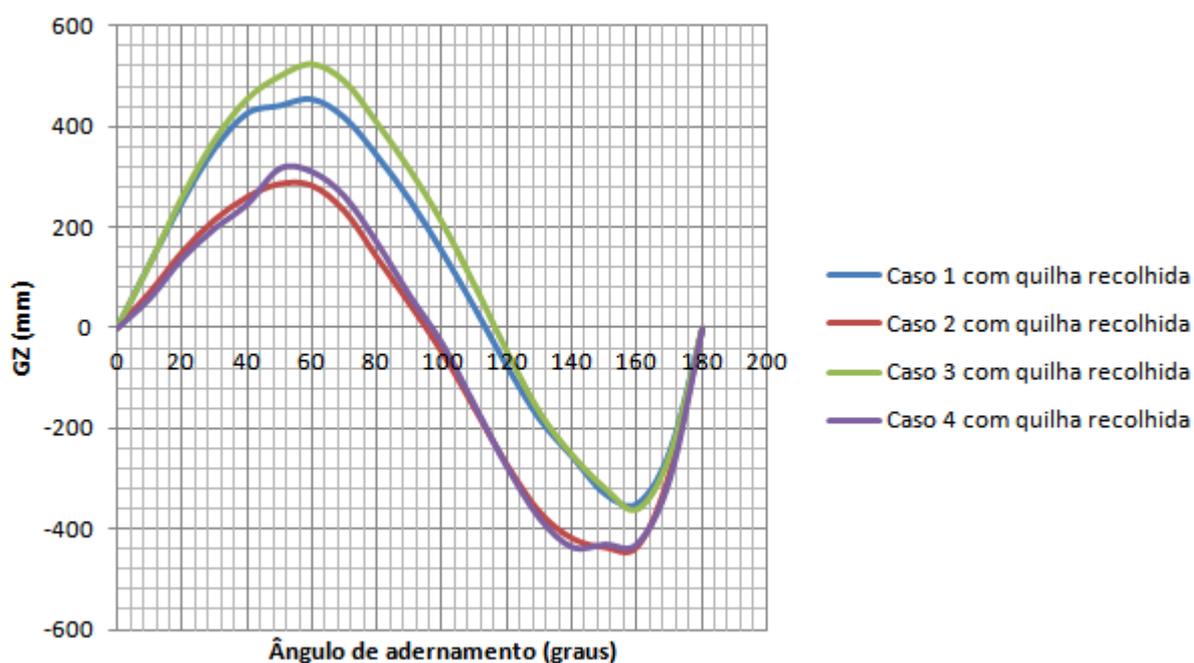
Tabela 35 - Máximo ângulo de adernamento para uma estabilidade positiva.

	Ângulo de adernamento com quilha recolhida (graus)	Ângulo de adernamento com quilha estendida (graus)
<b>Caso 1</b>	115,23	125,31
<b>Caso 2</b>	97,55	114,6
<b>Caso 3</b>	120,21	131,09
<b>Caso 4</b>	98,99	117,16

Fonte: Autor, 2016.

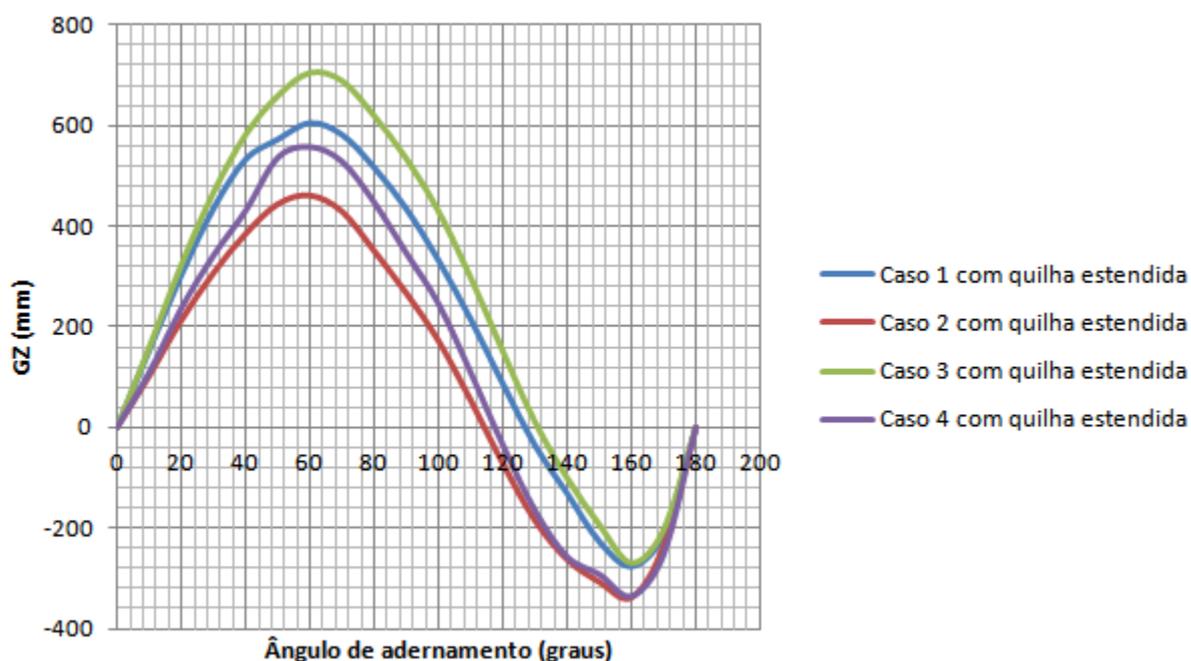
As figuras 21 e 22 apresentam os gráficos das curvas de estabilidade estática (CEE) da quilha recolhida e estendida respectivamente. Tanto para a quilha recolhida quanto para a quilha estendida, o caso mais estável foi o caso 3 que considera a embarcação descarregada com os tanques cheios e o menos estável foi o caso 2 que considera a embarcação carregada com apenas 10% dos tanques de combustíveis.

Figura 21 - Braço de restauração x Ângulo de adernamento - Para todos os casos com quilha recolhida.



Fonte: Autor, 2016.

Figura 22 - Braço de restauração x Ângulo de adernamento - Para todos os casos com quilha estendida.



Fonte: Autor, 2016.

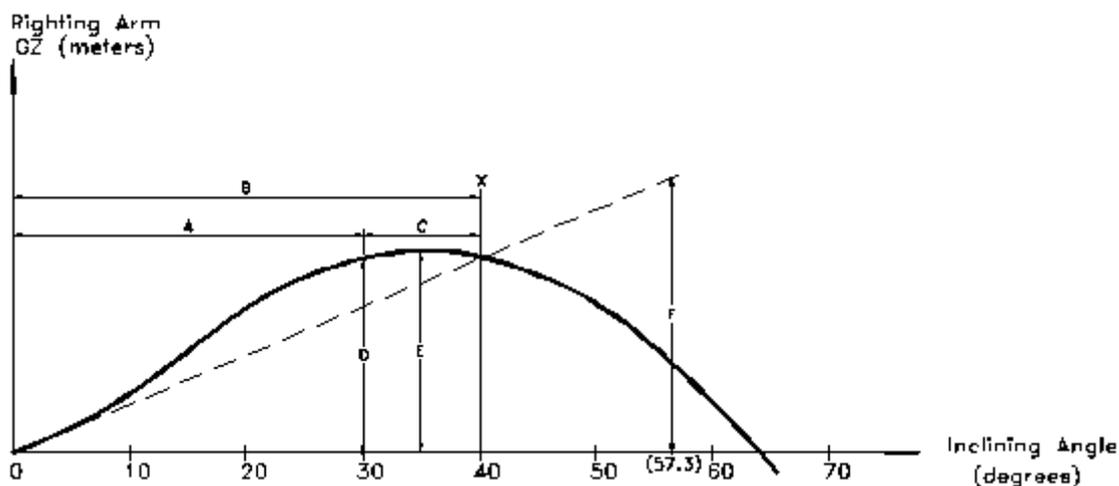
Para a análise de estabilidade da embarcação a IMO recomenda as seguintes exigências (capítulo 3, parágrafo 3.1):

1. A área sob a curva de estabilidade até o ângulo de 30° não pode ser menor que 0,055 metros x radianos.
2. A área sob a curva de estabilidade até o ângulo x não pode ser menor que 0,090 metros x radianos.
3. A área sob a curva de estabilidade entre 30° e o ângulo x não pode ser menor que 0,030 metros x radianos.
4. O valor do braço de endireitamento (GZ) no ângulo de inclinação de 30° não deve ser menor que 0,20 metros.
5. O máximo valor do braço de endireitamento deve ocorrer, de preferência num ângulo de inclinação maior que 30°, mas nunca deve ocorrer num ângulo inferior à 25°.
6. A altura inicial do metacentro corrigida para o efeito de superfície livre (GMo) não pode ser menor que 0,15 m.

$X = 40^\circ$  ou o ângulo de alagamento progressivo ( $\theta_f$ ), o menor valor deve ser utilizado.

A Figura 23 ilustra os critérios exigidos pela IMO.

Figura 23 - Critérios de estabilidade intacta.

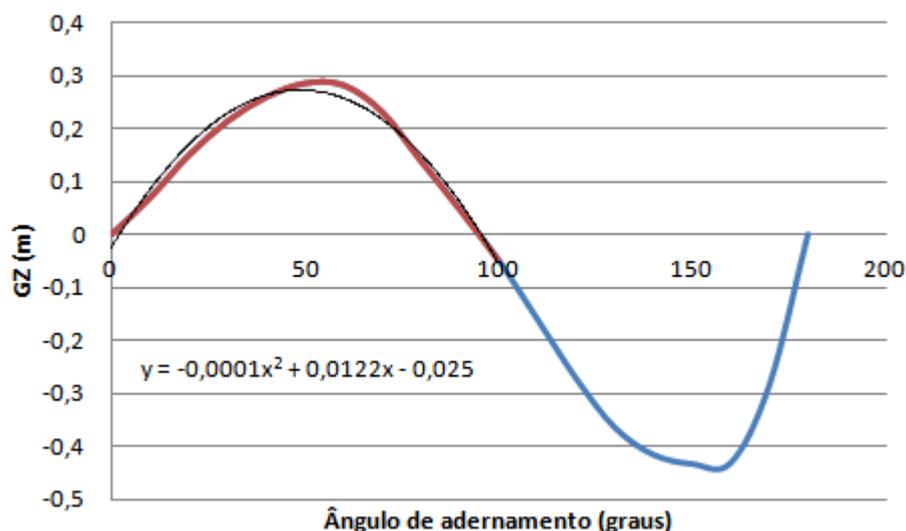


Fonte:

[http://www.oceanica.ufrj.br/deno/prod\\_academic/relatorios/atuais/FelipeGarcia+Dudu/relat1/Analise%20de%20Estabilidade.htm](http://www.oceanica.ufrj.br/deno/prod_academic/relatorios/atuais/FelipeGarcia+Dudu/relat1/Analise%20de%20Estabilidade.htm) (s.d.).

Para verificar a estabilidade da embarcação, foi analisado o pior caso que é o caso que a embarcação encontra-se carregada com a quilha recolhida e apenas 10% do combustível (Figura 24). Juntamente ao gráfico da Figura 21 foi traçado uma curva vermelha para fazer a aproximação por uma equação de segundo grau. Através desse gráfico e da equação de segundo grau foi possível analisar se a embarcação está dentro dos critérios da IMO.

Figura 24 - Pior caso (Caso 2 quilha recolhida).



Fonte: Autor, 2016.

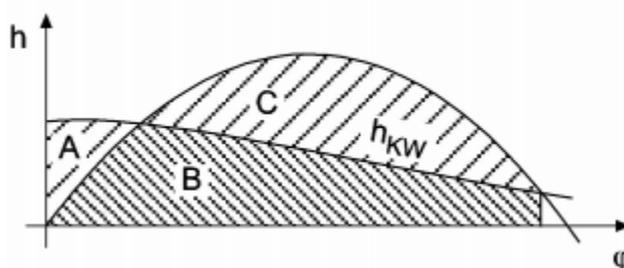
Analisando as seis exigências da IMO (capítulo 3, parágrafo 3.1) para o caso 2 com a quilha recolhida foi obtido os seguintes resultados:

1. A área obtida sob a curva de estabilidade até o ângulo de 30° foi de 3,84 metros x radianos o que obedece ao critério da IMO que exige que a área seja maior que 0,055 metros x radianos.
2. A área obtida sob a curva de estabilidade até o ângulo de 40° foi de 6,63 metros x radianos o que obedece ao critério da IMO que exige que a área seja maior que 0,090 metros x radianos.
3. A área obtida sob a curva de estabilidade entre 30° e o ângulo 40° foi de 2,79 metros x radianos o que obedece ao critério da IMO que exige que a área seja maior que 0,030 metros x radianos.
4. O valor do braço de endireitamento (GZ) obtido no ângulo de inclinação de 30° foi de 0,21 metros o que obedece ao critério da IMO que exige que seja maior que 0,20 metros.
5. O máximo valor do braço de endireitamento ocorre próximo de 50°, o qual obedece ao critério da IMO que exige que seja de preferência num ângulo de inclinação maior que 30°, mas nunca inferior à 25°.

6. A altura inicial obtida do metacentro corrigida para o efeito de superfície livre (G<sub>Mo</sub>) foi de 0,36 m, o qual obedece ao critério da IMO que exige que seja maior que 0,15 m.

Outro critério de estabilidade é o da DNV (*Part 3 Hull – Chapter 10 Stability*) que sugere que a capacidade da embarcação de suportar o efeito de vento lateral sobre a vela, de acordo com a Figura 25.

Figura 25 - Critério de vento DNV.



Fonte: <https://rules.dnvgl.com/docs/pdf/DNVGL/RU-YACHT/2015-12/DNVGL-RU-YACHT-Pt3Ch10.pdf> (2016).

A embarcação é submetida a uma pressão de vento atuando na perpendicular à linha de centro da embarcação, o que produz um braço constante do momento de vento ( $h_{kw}$ ).

$$h_{kw} = \frac{P.A.Z}{1000.g.\Delta} \text{ [m]}$$

Segundo Larsson e Eliasson (2000), o cálculo da pressão do vento atuando sobre a vela pode ser calculado pela equação,

$$P = 0,5 \cdot \rho_{ar} \cdot C_s \cdot V_w^2 \text{ [N/m}^2\text{]}$$

Onde:

$C_s = 1,1$  - coeficiente aerodinâmico de força lateral;

$\rho_{ar}$  - densidade do ar (1,204 kg/m<sup>3</sup>);

$V_w$  - velocidade do vento [m/s], levada em conta 25 nós (12,85 m/s);

O cálculo da área projetada pode ser aproximado através da equação,

$$A = A_S \cdot \text{sen}(90^\circ - \theta) \quad [\text{m}^2]$$

Onde:

$A_S$  - área velica [ $\text{m}^2$ ];

$\theta$  - ângulo de adernamento.

A distância vertical do centro de área até o centro da área lateral debaixo da água ou aproximadamente o ponto no meio do calado varia de acordo com o ângulo de adernamento da embarcação e pode ser calculado pela equação,

$$Z = L_{\text{máx}} \cdot \text{cos } \theta \quad [\text{m}]$$

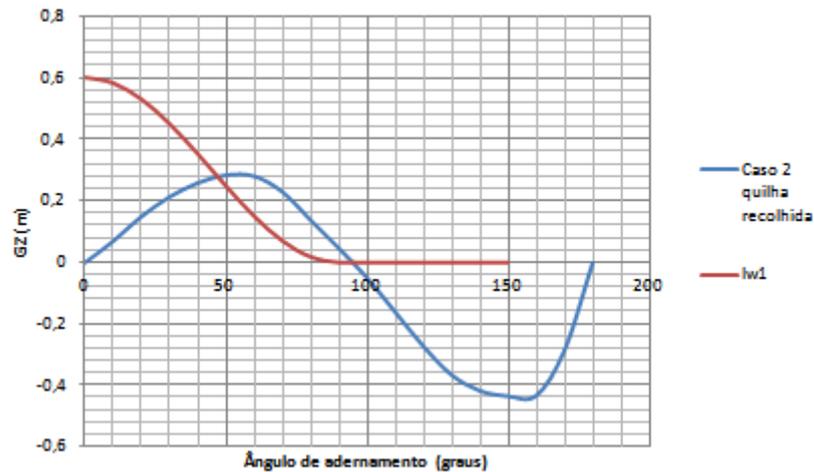
Segundo a DNV (Part 3 Hull – Chapter 10 Stability – 3.3 Monohull sailing yachts):

1. As áreas B+C não devem ser menores que  $1,4 \times (A+B)$ , ilustradas na Figura 25.
2. O braço de endireitamento (GZ) máximo da curva não deve ser inferior a 0,30 metros.
3. A faixa de estabilidade não deve ser inferior a  $60^\circ$  para veleiros sem a quilha de lastro.
4. A faixa de estabilidade não deve ser inferior a  $90^\circ$  para veleiros com a quilha de lastro.
5. A altura metacêntrica inicial (G<sub>M0</sub>) não deve ser inferior a 0,60 metros.
6. O ângulo estático de banda velejando não deve exceder  $20^\circ$ , mas de qualquer forma não deve ser maior que o ângulo de imersão do convés.

Foi analisada a capacidade da embarcação de suportar o efeito de vento lateral para o pior caso (caso 2 quilha recolhida) e o melhor caso (caso 3 quilha estendida).

Para o caso com a embarcação carregada, quilha recolhida e apenas 10% do combustível, que é o pior caso, foi obtido o gráfico da Figura 26.

Figura 26 - Estabilidade dinâmica (caso 2 quilha recolhida).



Fonte: Autor, 2016.

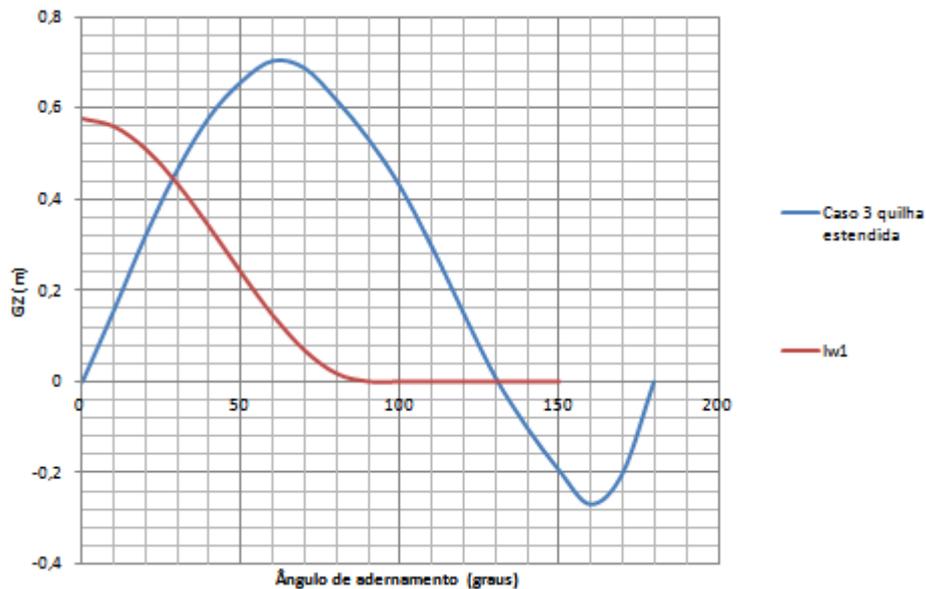
Conforme a DNV (Part 3 Hull – Chapter 10 Stability – 3.3 Monohull sailing yachts) e comparando a Figura 26 com a Figura 25, foi obtido os seguintes resultados:

1. As áreas B+C não devem ser menores que  $1,4 \times (A+B)$ , ilustradas na Figura 25.  
Área A = 13,81 metros x graus  
Área B = 13,34 metros x graus  
Área C = 3,58 metros x graus  
A relação  $B+C \geq 1,4 \times (A+B)$  não é satisfeita para este caso.
2. O braço de endireitamento (GZ) máximo da curva obtido é de 0,285 metros o que não satisfaz a DNV que exige que não seja inferior a 0,30 metros.
3. A faixa de estabilidade não deve ser inferior a  $60^\circ$  para veleiros sem a quilha de lastro, o qual neste caso é  $97,55^\circ$ , satisfazendo a condição.
4. A altura metacêntrica inicial (GMo) não deve ser inferior a 0,60 metros, o valor obtido foi de 0,36 m, o qual não obedece o critério da DNV.
5. O ângulo estático de banda velejando não deve exceder  $20^\circ$ , mas de qualquer forma não deve ser maior que o ângulo de imersão do convés. Neste caso o ângulo de banda é  $43^\circ$ , o qual excede  $20^\circ$  exigidos pela DNV.

Para o pior caso é aconselhado recolher as velas e navegar apenas com o motor.

Para o caso com a embarcação descarregada, quilha estendida e combustível cheio, que é o melhor caso, foi obtido o gráfico da Figura 24.

Figura 27 - Estabilidade dinâmica (caso 3 quilha estendida).



Fonte: Autor, 2016.

Conforme a DNV (Part 3 Hull – Chapter 10 Stability – 3.3 Monohull sailing yachts)) e comparando a Figura 24 com a Figura 22, foi obtido os seguintes resultados:

1. As áreas B+C não devem ser menores que  $1,4 \times (A+B)$ , ilustradas na Figura 22.

Área A = 7,55 metros x graus

Área B = 18,37 metros x graus

Área C = 38,9 metros x graus

A relação  $B+C \geq 1,4 \times (A+B)$ , é satisfeita para este caso.

2. O braço de endireitamento (GZ) máximo da curva obtido é de 0,70 metros o que satisfaz a DNV que exige que não seja inferior a 0,30 metros.

3. A faixa de estabilidade não deve ser inferior a  $90^\circ$  para veleiros com a quilha de lastro, o qual neste caso é  $131^\circ$ , satisfazendo a condição.
4. A altura metacêntrica inicial (GMo) não deve ser inferior a 0,60 metros, o valor obtido foi de 0,87 m, o qual obedece o critério da DNV.
5. O ângulo estático de banda velejando não deve exceder  $20^\circ$ , mas de qualquer forma não deve ser maior que o ângulo de imersão do convés. Neste caso o ângulo de banda é  $29,6^\circ$ , o qual excede  $20^\circ$  exigidos pela DNV.

Segundo a DNV, se algum destes critérios não for cumprido, a sociedade poderá aceitar se provas de equivalentes de seguranças foram fornecidas.

## 6. CONCLUSÕES

O objetivo desta monografia é a comparação das características principais associadas ao projeto de um veleiro destinado a navegação oceânica e as características do veleiro ECO-UFSC60 atualmente em construção no INPETRO. Procurou-se analisar o projeto estrutural e a estabilidade transversal de um veleiro que pudesse ser utilizado em alto mar e em condições adversas.

Para o projeto do veleiro buscou-se uma embarcação para pesquisas oceanográficas que comportasse 10 pessoas. Para a análise das dimensões principais considerou-se uma embarcação de 60 pés (18,6 metros), onde os valores utilizados foram comparados com o método de Larsson e Eliasson (2000) e com os veleiros de mesmo porte. O calado utilizado (sem a quilha) foi menor comparado com os dois métodos para um deslocamento maior e a boca foi aproximadamente igual. Através das dimensões principais foi possível analisar  $C_b$  e  $C_p$ , onde o  $C_b$  encontrado foi de 0,35 e  $C_p$  de 0,57 os quais sugerem um casco menos robusto devido à utilização das velas para velejar e que requer potências maiores para navegar em alto mar.

No projeto estrutural foi adotado o método de cavernamento transversal combinado com o método *Strongall*. O cavernamento transversal requer um número maior de cavernas e vaus com espaçamentos menores entre si e apresenta por volta de uma ou duas longarinas intercostais. Contudo, no método *Strongall* que utiliza o alumínio como material base, a espessura das chapas do casco são mais grossas o que aumenta a robustez do casco e diminui o número de reforços estruturais. Para analisar a estrutura do veleiro existente foram utilizados os cálculos do Gerr (2000) para a construção do tipo transversal, onde os valores obtidos para a espessura da chapa foram menores do que as que foram utilizadas, devido ao método *Strongall*. Outro fator foi à diminuição do tamanho dos elementos estruturais, os quais são justificados devido às chapas serem mais grossas e pela presença dos cantos vivos ao longo do casco, que aumentam a resistência estrutural do veleiro. Portanto, foi observado que as chapas correspondem mais da metade do peso da estrutura da embarcação e que no veleiro ECO-UFSC há uma maior eficiência na estrutura, pois as chapas sofrem uma menor resistência por quantidade de massa.

Na estabilidade transversal foi adotado os critérios da IMO e da DNV, através da curva de estabilidade estática (CEE) foi possível verificar que na pior condição a embarcação ainda atende as regras da IMO. Porém, analisando a estabilidade dinâmica para o melhor e pior caso e comparando com os critérios da DNV, pode se perceber que nem todas as exigências foram atendidas, o que sugeri novos estudos para comprovar a sua estabilidade.

Como conclusão final do trabalho, os resultados obtidos se mostram coerentes com aqueles existentes no veleiro ECO-UFSC60. Como sugestão de trabalhos futuros para o projeto do veleiro sugere-se uma análise de arrasto sofrido pelo casco para a determinação da instalação propulsora.

## 7. REFERÊNCIAS

ANCHOR YACHTS (s.d), **Strong Yachts**. Disponível em: < [http://www.anchoryachts.com/strongyachts\\_strongall.php](http://www.anchoryachts.com/strongyachts_strongall.php)>. Acesso em: 20 de abril de 2016.

AUGUSTO, O. B., **Módulo 4: Análise Estrutural de Navios**. USP. São Paulo, 2007. 142 p. Departamento de Engenharia Naval e Oceânica.

BARRASS, C. B., **Ship Design and Performance for Masters and Mates**. Oxford: Elsevier Limited, 2004.

BRUCIAPAGLIA, P. A. C. 2015, **Execução de Obra de uma Basal em Alumínio Naval Destinada a Mecanização da Produção de Mariscos**. UFSC. Florianópolis, 2015. 71 p. Monografia (Graduação em Engenharia de Materiais).

BOND, B. **Navegación a Vela**. Madri: H. Blume, 1º edição 1980.

CRONIN, C. 2015, **Sailing Terms: Sailboat Types, Rigs, Uses, and Definitions**. Disponível em: < <http://www.boats.com/how-to/sailing-101-sailboat-types-rigs-and-definitions/>>. Acesso em: 20 de abril de 2016.

CRUZ, D. (s.d), **Fractional Rig vs. Masthead Rig – Which is Better?**. Disponível em: <<http://floatways.com/1486/fractional-rig-vs-masthead-rig-which-is-better/>>. Acesso em: 19 de abril de 2016.

DEWAR, O. 2008, **Sloop vs. Ketch: Which is Better?**. Disponível em: < <http://www.dockwalk.com/Essentials/HotTopics.aspx?id=20572>>. Acesso em: 20 de maio de 2016.

DNV, 2015, **Rules for classification: Yachts**, DNV-GL, Part3 Hull, Chapter 10 Stability. Edition December 2015.

DOKKUM, K.V. **Ship Knowledge**. English, 5th edition, 2003.

EDMUNDS, A. **Designing Power & Sail**. Bristol Fashion Publications. Pennsylvania, 1998.

ERNEST, H. S. **Aluminium Boatbuilding**, Adlard Coles Nautical, London, 3º edição, 2000.

FONSECA, M. M. **Arte Naval**. Volume 1. Rio de Janeiro: Serviço de Documentação da Marinha, 6º edição, 2002.

GERR, D. **Boat Mechanical Systems Handbook**. Estados Unidos: International Marine, 2009.

GERR, D. **The Elements of Boat Strength**. Estados Unidos: International Marine, 2000.

GOMES, E. 2013. **UFSC é a primeira universidade brasileira a construir veleiro para pesquisa oceanográfica**. *Grupo RBS*. Disponível em: <<http://dc.clicrbs.com.br/sc/noticias/noticia/2013/09/ufsc-e-a-primeira-universidade-brasileira-a-construir-veleiro-para-pesquisa-oceanografica-4271054.html>>. Acesso em: 03 maio 2016.

ISMAIL, K. A. R., **Aerodinamica Basica**. São Paulo, 2º edição, 2009.

IMO MODU CODE\_Mobile Offhore Crilling Units.

ITNO (s.d.), **Instituto de Tecnologia Naval e Oceânica da UFSC**. Disponível em: <<http://www.itno.ufsc.br>>. Acesso em: 15 de março de 2016.

JORDAN, R. 2011, **Sailboat Rig Types: Sloop, Cutter, Ketch, Yaw, Schooner, Cat**. Disponível em: <<http://www.jordanyachts.com/archives/3745>>. Acesso em: 19 de maio de 2016.

KASTEN, M. (s.d), **Sail Area Ratios**. Disponível em: <[http://www.kastenmarine.com/\\_pdf/sail\\_area\\_ratios.pdf](http://www.kastenmarine.com/_pdf/sail_area_ratios.pdf)>. Acesso em: 03 de maio de 2016.

LARSSON, L; ELIASSON, R. E., **Principles of Yacht Design**. Londres: Adlard Coles Nautical, 2000.

MARTINS, M. R., **Hidrostática e estabilidade**. Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, 2010.

MIGUEIS, R. J. F., **Aspectos estruturais da mastreação, transversais e casco de catamarans e vela dy charter**. UFRJ. Rio de Janeiro, 2005. 135 p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Oceânica).

NOGUEIRA, S. (2002), **Estabilidade de plataformas semi-submersíveis: teoria e controle de emergências**.

OLIVEIRA, N. G. V., **Aplicação de incertezas na avaliação da estabilidade estática de embarcações**. USP. São Paulo, 2008. 75 p. Monografia (Graduação em Engenharia Naval e Oceânica).

REFRITUBOS COMÉRCIO DE METAIS (s.d.). **Catálogo de chapa de alumínio lisa**. Disponível em:

<<http://www.refritubos.com.br/chapa+de+aluminio+lisa.asp?produto=aluminio>>.

Acesso em: 03 de maio de 2016.

ROSSI, S. R. G., **Projeto de veleiro de pequeno porte em plástico rotomoldado**. USP. São Paulo, 2006. 130 p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Naval e Oceânica).

SAVI, B. M., **Desenvolvimento tecnológico para soldagem MIG de ligas de alumínio 5083 H116**. UFSC. Florianópolis, 2014. 101 p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica).

CROSS, N., **Developments in Design Methodology**. The Open University John Wiley & Sons, 1984.

WINDPILOT (s.d.). **Design**. Disponível em: <<http://windpilot.com/n/wind/en/yach/kons/>>. Acesso em: 23 de maio de 2016.

## ANEXO I – TABELA DE CG

<b>Vela de Pesquisa Oceânica UFSC</b>		p 1 / 2
Preliminary Weight Estimate	UFSC60-AP-DdP	ed. 00

LCG/VCG Origin	Longitudinal	FP	+ve aft of FP
	Vertical	DWL	+ve above DWL
Units			
	Masses	kg	
	Levers	m	

<b>Lightship</b>				
Section	Masses	LCG	VCG	
<b>Hull &amp; Deck</b>	<b>9622</b>	<b>10,26</b>	<b>0,37</b>	
<i>Shell - Alloy</i>	5863	10,49	0,22	
<i>Structure &amp; auxiliaries - Alloy</i>	2984	8,95	0,20	
<i>Shell - Composite</i>	620	13,54	2,17	
<i>Structure &amp; auxiliaries - Composite</i>	155	13,54	2,17	
<b>Appendices</b>	<b>5800</b>	<b>7,61</b>	<b>-1,67</b>	
<i>Centreboard (down)</i>	4500	6,96	-2,29	
<i>Centreboard system</i>	925	6,66	0,78	
<i>Rudder &amp; Steering</i>	375	17,68	-0,25	
<b>Engines &amp; Systems</b>	<b>1799</b>	<b>10,91</b>	<b>-0,50</b>	
<i>Engine &amp; drive line</i>	559	11,60	-0,90	
<i>Engine auxiliaries</i>	435	11,55	-0,25	
<i>Electrical system</i>	250	11,00	0,25	
<i>Plumbing</i>	105	9,90	-0,20	
<i>Batteries</i>	450	9,60	-0,75	
<b>Deck Gear</b>	<b>975</b>	<b>4,46</b>	<b>0,75</b>	
<i>Deck gear</i>	225	11,00	1,75	
<i>Mooring</i>	750	2,50	0,45	
<b>Rig</b>	<b>1636</b>	<b>7,21</b>	<b>8,76</b>	
<i>Standing rigging</i>	1036	8,03	10,34	
<i>Sails - base</i>	350	7,80	10,00	
<i>Sails - Stored</i>	250	3,00	0,50	
<b>Interior</b>	<b>2450</b>	<b>9,55</b>	<b>0,67</b>	
<i>Interior &amp; furnitures</i>	950	9,00	0,60	
<i>Soles &amp; lining</i>	1040	10,30	0,80	
<i>Interior equipment</i>	460	9,00	0,50	
<b>Minimal fit-out &amp; equipment</b>	<b>1275</b>	<b>13,92</b>	<b>0,58</b>	
<i>Basic equipment</i>	275	10,00	0,60	
<i>Various</i>	250	12,00	0,80	
<i>Work Systems</i>	750	16,00	0,50	
<b>Total</b>	<b>23557</b>	<b>9,33</b>	<b>0,44</b>	

Fonte: Petit & Berthelot.

<b>Work Loads</b>			
Section	Masses	LCG	VCG
MOC	1070	9,39	0,50
Accommodations	1200	9,00	0,80
Hold	1450	2,75	0,80
Lab	750	15,27	0,80
Various	500	9,84	0,80
Work PF	750	16,51	0,80
Work hold	250	16,50	0,20
<b>Total</b>	<b>5970</b>	<b>9,67</b>	<b>0,72</b>

<b>Tanks</b>			
Section	Masses	LCG	VCG
<b>Fresh Water</b>	<b>1338</b>	<b>7,69</b>	<b>-0,61</b>
T6p	669	7,69	-0,61
T6s	669	7,69	-0,61
<b>Fuel Oil</b>	<b>3454</b>	<b>10,95</b>	<b>-0,56</b>
T3p	249	13,11	-0,47
T3s	249	13,11	-0,47
T4p	758	11,49	-0,55
T4s	758	11,49	-0,55
T5p	720	9,63	-0,60
T5s	720	9,63	-0,60
<b>Waste Water</b>	<b>994</b>	<b>5,91</b>	<b>-0,52</b>
T7p	559	5,91	-0,52
T7s	435	5,91	-0,52
<b>Lub Oil - Clean &amp; used</b>	<b>2145</b>	<b>14,13</b>	<b>-0,40</b>
T1p	195	14,45	-0,38
T1s	650	14,45	-0,38
T2p	650	13,93	-0,42
T2s	650	13,93	-0,42
<b>Total</b>	<b>7931</b>	<b>10,63</b>	<b>-0,52</b>

<b>Design Displacement</b>	<b>35370</b>	<b>9,45</b>	<b>0,51</b>
<i>Max Load &amp; full tanks</i>	<i>37458</i>	<i>9,66</i>	<i>0,28</i>
<b>Design work displacement - Max range</b>			
66% work load & full tanks	35429	9,66	0,26
66% work load & 10% consumables	28291	9,41	0,45
<b>Design work displacement - Max load</b>			
100% work load & 66% tanks	34762	9,58	0,34
100% work load & 10% consumables	30321	9,43	0,47
<b>Minimal load</b>			
10% work load & full tanks	32085	9,66	0,21
10% work load & 10% consumables	24948	9,38	0,42

Petit & Berthelot Yacht Design

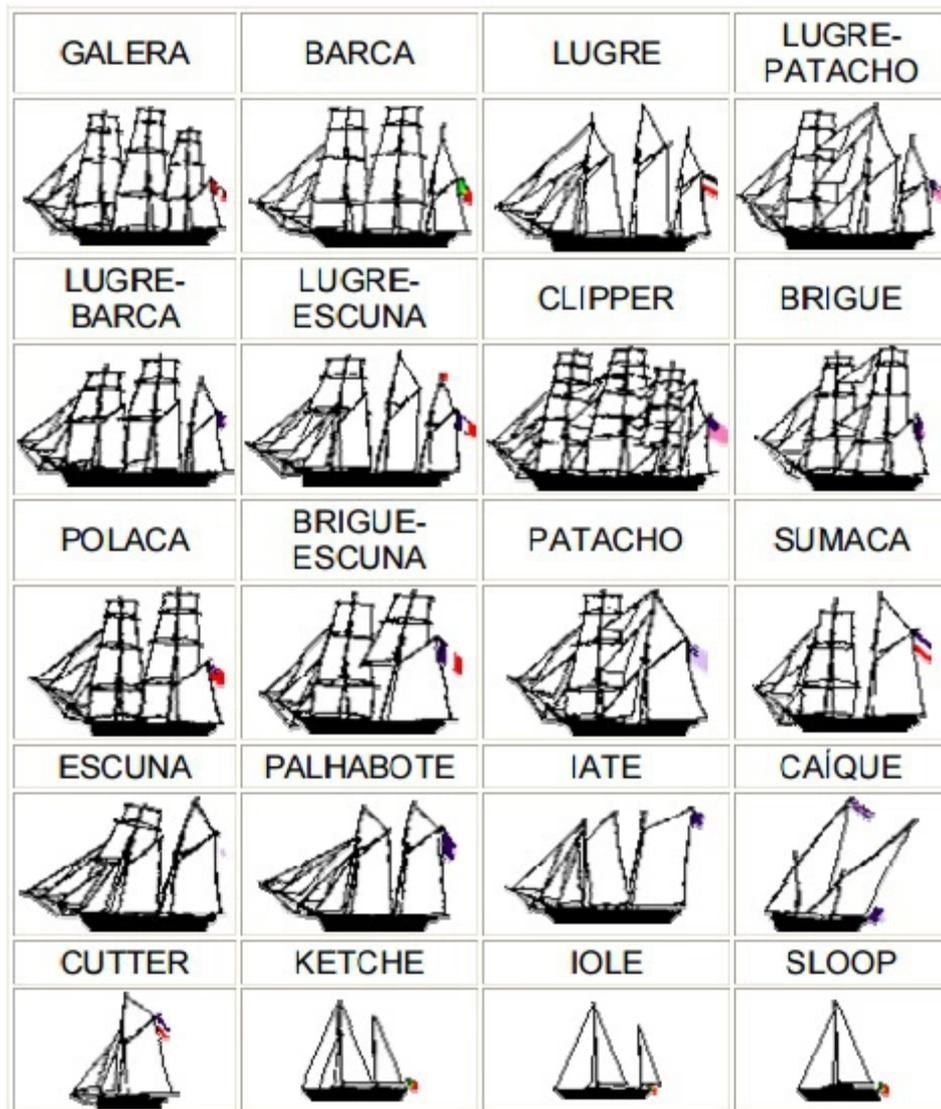
www.pbyd.eu

Fonte: Petit & Berthelot.

## APÊNDICE I - ANÁLISE DA MASTREAÇÃO E VELAME

Neste capítulo são estimados os parâmetros referentes ao dimensionamento da mastreação e do velame. A primeira etapa neste processo é a escolha do tipo de velame que será utilizado no veleiro, conforme mostrado na Figura 28.

Figura 28 - Tipos de veleiro.

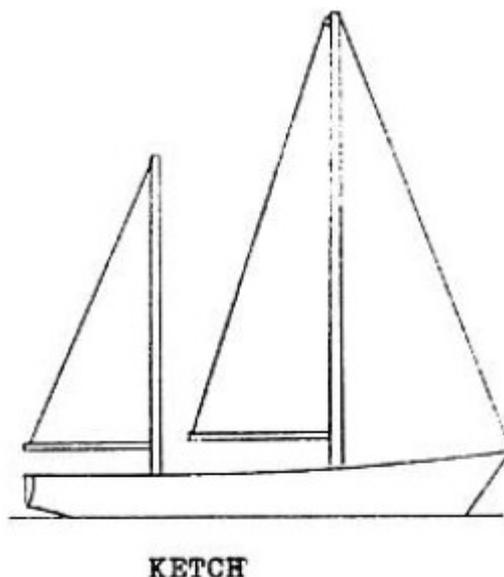


Fonte: <https://sermarine.com.br/2015/12/15/tipos-de-veleiros/> (2015).

Neste projeto foi requerido pelo armador o velame tipo *Ketch (Ketch)*, como se pode ver na Figura 29. Este tipo de velame possui dois mastros, um mastro principal e um mastro de mezena menor, o que divide a área velica em duas velas menores. Portanto esse tipo de velame facilita o manejo das velas, podendo ter um

controle melhor sobre o equilíbrio do barco o que o torna ideal para alto mar e cruzeiros de longa distância (DEWAR, 2008).

Figura 29 - Velame tipo Ketch.



Fonte: Edmunds (1998).

Jordan (2011) afirma que normalmente o mastro principal da mastreação do tipo *Ketch* é posicionado no mesmo local usado na mastreação do tipo *Sloop*. Portanto, foi levada em consideração a sugestão de Edmunds (1998) para uma mastreação do tipo *Sloop* que sugere o posicionamento do mastro principal entre 28 a 35% do comprimento total da embarcação a partir do bico de proa. A distância escolhida no projeto ECO-UFSC60 foi 6,5 metros o que corresponde aproximadamente 35% do comprimento total da embarcação a partir do bico de proa.

Como o veleiro será utilizado como cruzeiro, a altura da retranca foi posicionada um pouco mais alta em relação ao convés para evitar que os tripulantes sejam obrigados a se abaixar nas manobras. Os valores adotados para o mastro principal e a mezena encontram-se na Tabela 36.

Tabela 36 - Dimensões principais do mastro.

	Mastro Principal	Mezena
Altura (m)	21,57	13,75
Localização em relação ao bico de proa (m)	6,5	14,88
Altura da retranca no mastro (m)	2,44	1,68

Fonte: Autor, 2016.

O momento adicional causado pela tripulação na embarcação é calculado através da equação 1 com esse valor será possível determinar o momento de endireitamento (RM) da embarcação pela equação 2, que representa o momento gerado pelo binário formado pelas forças peso e empuxo. As equações 1 e 2 são baseadas nas normas da classificadora NBS (Nordic Boat Standard), apresentada por Larsson e Eliasson (2000).

$$\delta_{RM} = 75 \cdot n \cdot (3,4 \cdot B - 4,9 \cdot F_S) \quad (1)$$

$$\delta_{RM} = 75 \cdot 10 \cdot (3,4 \cdot 5,3 - 4,9 \cdot 0) = \mathbf{13515 \text{ N} \cdot \text{m}}$$

Onde:

$\delta_{RM}$  - Momento adicional causado pela tripulação;

n – número de tripulantes;

B – Boca máxima;

$F_S$  - Borda livre do mastro.

$$RM = RM_{30} \cdot \frac{\Delta}{G} + \delta_{RM} \quad (2)$$

Onde:

RM – Momento de restauração;

$RM_{30}$  – Momento de restauração a 30 graus;

$\Delta$  - Deslocamento;

G – Peso leve;

$\delta_{RM}$  - Momento adicional causado pela tripulação.

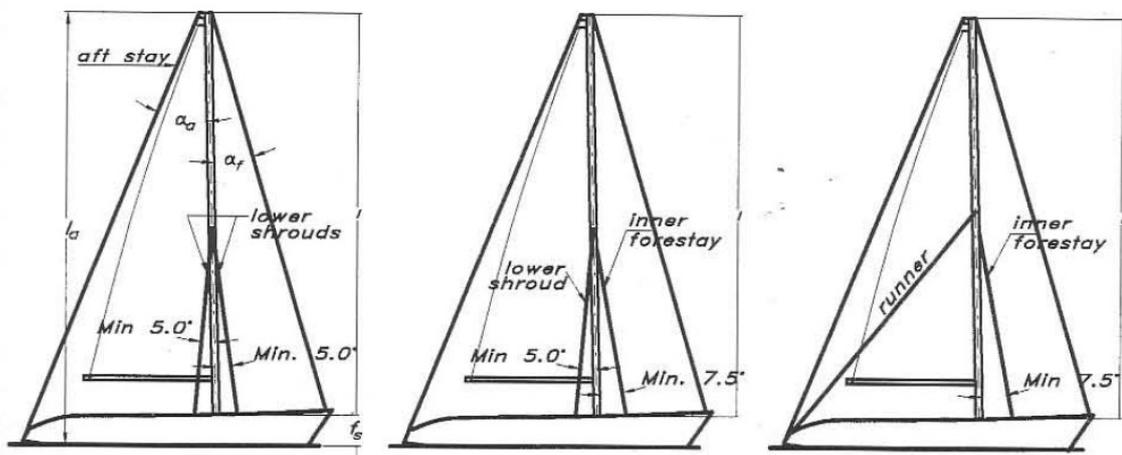
O momento de restauração a 30 graus ( $RM_{30}$ ) é 194923,96 N.m o qual foi retirado do teste de estabilidade do veleiro.

$$RM = 194923,96 \cdot \frac{35370}{24663,7} + 13515 = \mathbf{293053,77 \text{ N.m}}$$

### Tipo de mastro e estaiamento

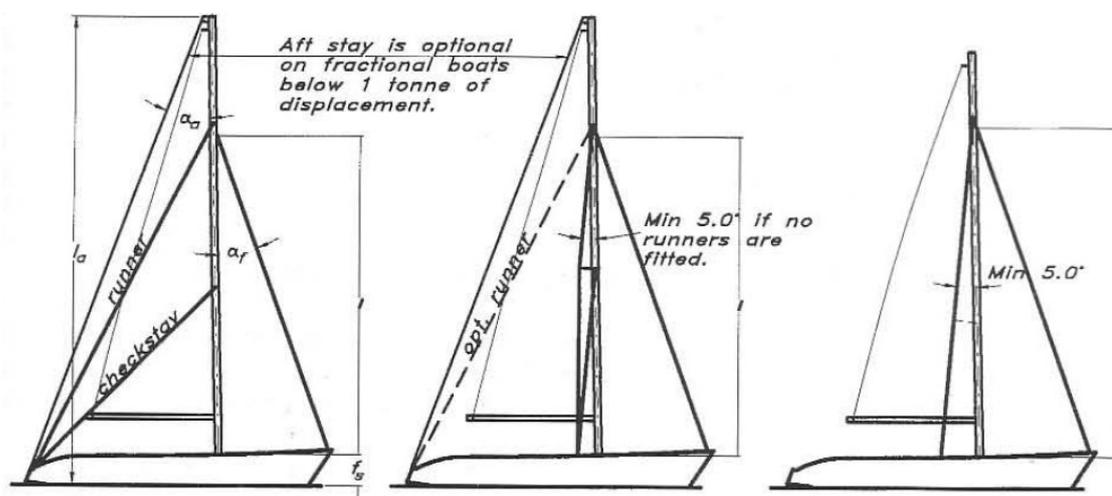
Segundo Larsson e Eliasson (2000) a National Bureau of Standards (NBS) reconhece seis tipos de mastreação (*rig*). Estes seis grupos estão dentro de dois conjuntos, os quais são conhecidos como mastreação fracionada e mastreação top. As Figuras 30 e 31 ilustram os seis tipos de mastreação, onde estão a mastreação top e mastreação fracionada com diferentes tipos de estais respectivamente.

Figura 30 - Três tipos estaiamento da mastreação top.



Fonte: Larsson e Eliasson (2000).

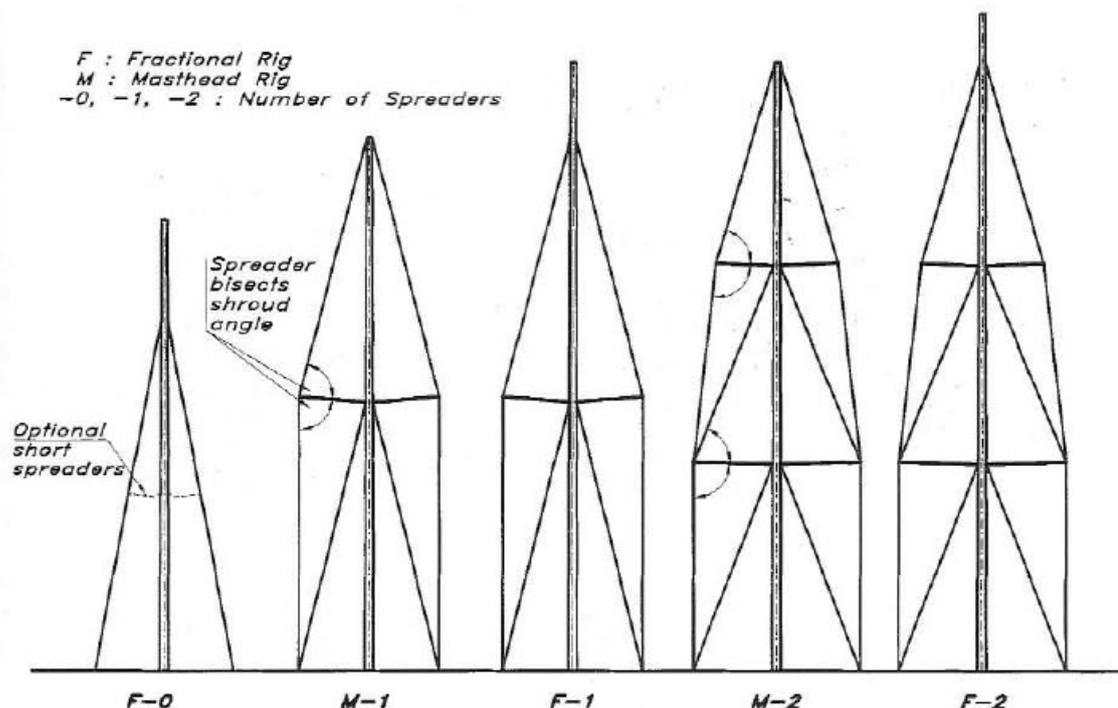
Figura 31 - Três tipos de estaiamento da mastreação fracionada.



Fonte: Larsson e Eliasson (2000).

O número de cruzeta e a localização do pé do mastro em relação a quilha influenciam na estabilidade longitudinal, segundo Larsson e Eliasson (2000) pode-se aumentar a estabilidade do mastro aumentando o número de cruzetas e/ou trazendo o pé do mastro para baixo próximo a quilha. A Figura 32 mostra alguns tipos de mastro de acordo com número de cruzetas (0,1,2) e sua classificação quando a mastreação fracionada (F) ou mastreação top (M).

Figura 32 - Tipos de mastro.



Fonte: Larsson e Eliasson (2000).

Devido aos requisitos do projeto, como sua maior segurança e necessidade, menos manuseio e maior estabilidade, foi escolhido um mastro principal do tipo mastreação top com duas cruzetas, classificada como M-2, e uma mezena do tipo mastreação top com uma cruzeta, classificada como M-1.

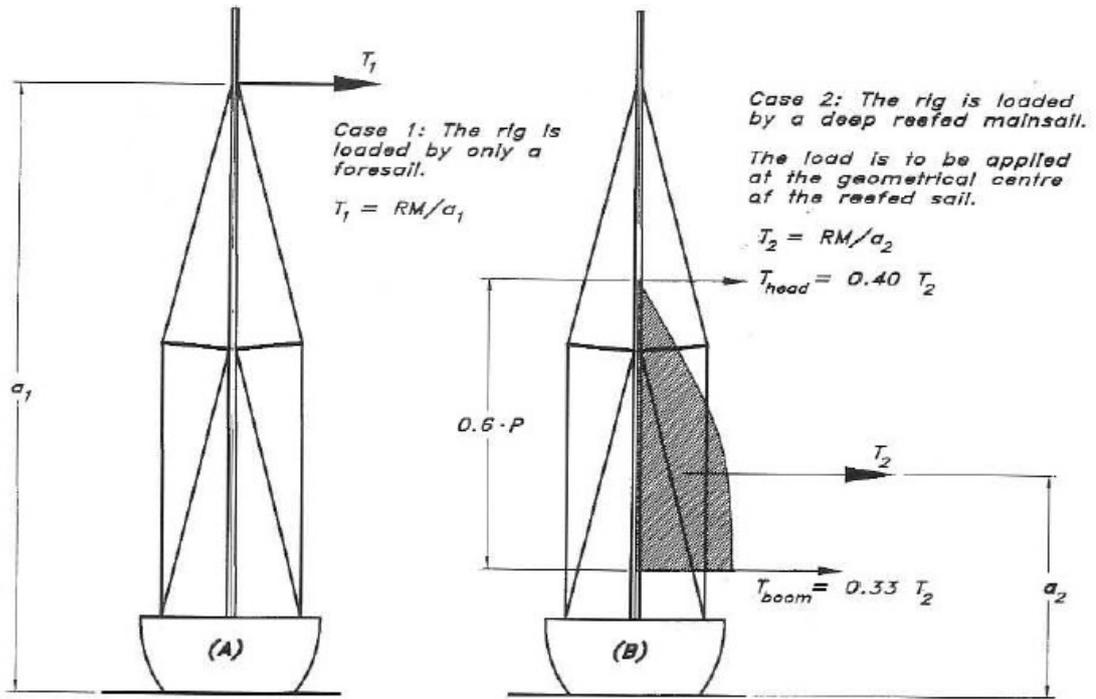
### Dimensionamento dos estais

As forças e as tensões a que o mastro principal e a mezena são submetidas estão calculadas a seguir, segundo as formulações do livro do Larsson e Eliasson (2000). Os autores consideraram dois casos de carregamento no mastro ilustrados na Figura 33.

Caso 1: Carregamento apenas na vela proa.

Caso 2: Mastro carregado com uma vela grande rizada.

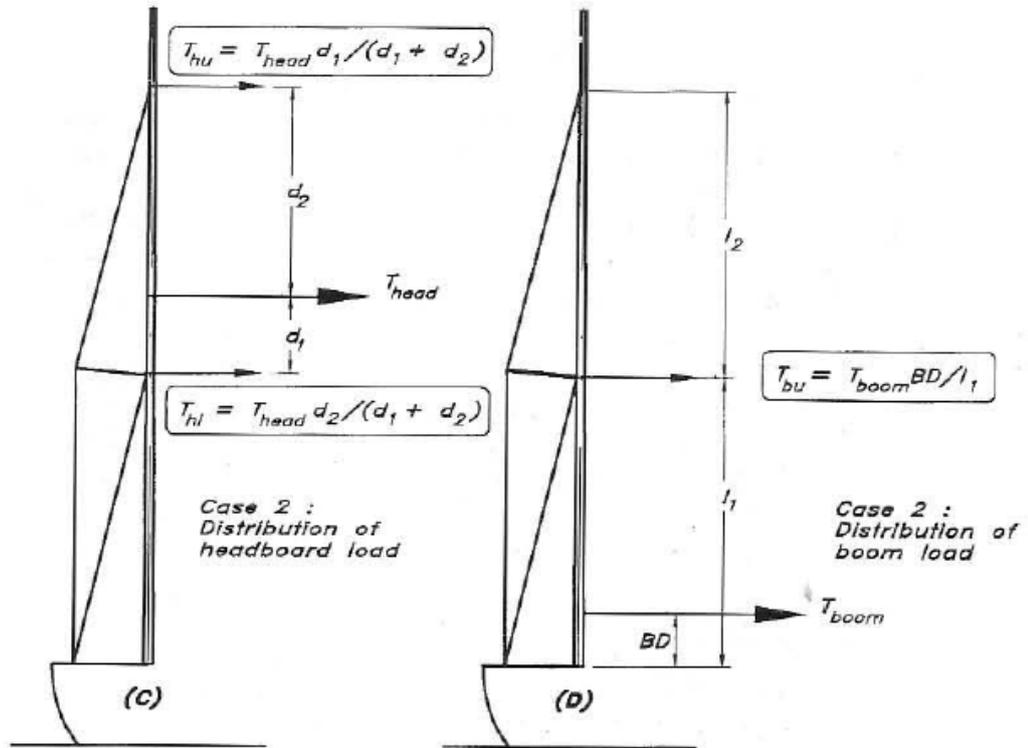
Figura 33 - Casos de carregamento.



Fonte: Larsson e Eliasson (2000).

Para o segundo caso, a força será distribuída conforme o número de cruzetas como mostra na Figura 34.

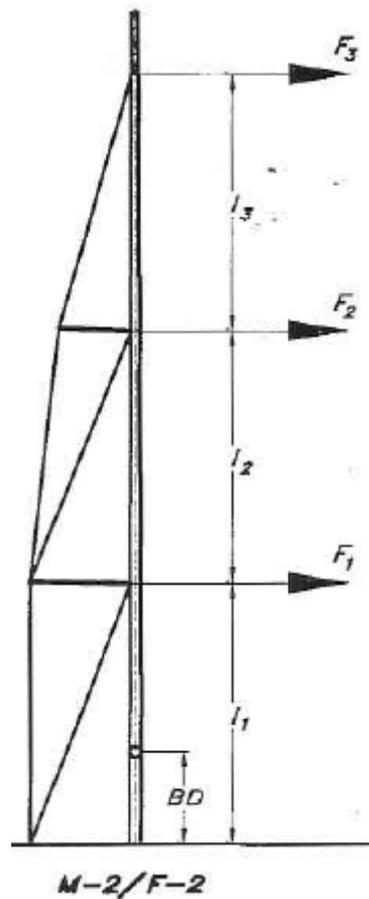
Figura 34 - Representação das forças no caso 2.



Fonte: Larsson e Eliasson (2000).

Para o caso do mastro principal com duas cruzetas tipo M-2 a Figura 35 representa as forças atuantes.

Figura 35 - Forças no mastro principal.



Fonte: Larsson e Eliasson (2000).

As forças F1, F2 e F3 presentes no mastro principal podem ser calculadas para o primeiro caso pelas expressões a seguir, onde  $RM = 293053,77$  N.m calculado anteriormente e  $a_1$  é a distância da ponta do mastro até a linha da água.

$$F_1 = 0$$

$$F_2 = 0$$

$$F_3 = T_1 = \frac{RM}{a_1} = \frac{293053,77}{22,85} = 12825,11 \text{ N}$$

Para o segundo caso,

$$F_1 = T_{hl} + T_{bu} = \left[ T_{head} \cdot \frac{d_2}{d_1 + d_2} \right] + \left[ T_{boom} \cdot \frac{BD}{l_1} \right]$$

$$= \left[ 0,4 \cdot \frac{293053,77}{8,22} \cdot \frac{5,64}{2,16 + 5,64} \right] + \left[ 0,33 \cdot \frac{293053,77}{8,22} \cdot \frac{1,68}{5,95} \right] = 13636,98 \text{ N}$$

$$F_2 = T_{hu} = T_{head} \cdot \frac{d_1}{d_1 + d_2} = \left[ 0,4 \cdot \frac{293053,77}{8,22} \cdot \frac{2,16}{2,16 + 5,64} \right] = 3945,41 \text{ N}$$

$$F_3 = 0$$

A Tabela 37 mostra os resultados obtidos para as forças no mastro principal no caso 1 e 2.

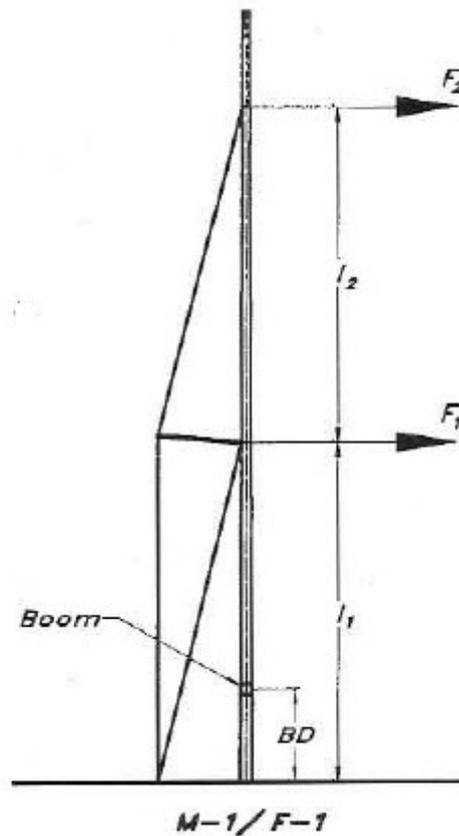
Tabela 37 - Forças no mastro principal no caso 1 e 2.

	Caso 1	Caso 2
F1 (N)	0	13636,98
F2 (N)	0	3945,41
F3 (N)	12825,11	0

Fonte: Autor, 2016.

Para o caso do mastro da mezena com uma cruzeta tipo M-1 a Figura 36 representa as forças atuantes.

Figura 36 - Forças na mezena.



Fonte: Larsson e Eliasson (2000).

As forças  $F_1$  e  $F_2$  e presentes no mastro da mezena podem ser calculados para o primeiro caso pelas expressões a seguir.

$$F_1 = 0$$

$$F_2 = T_1 = \frac{RM}{a_1} = \frac{293053,77}{15,3} = 19153,84 \text{ N}$$

Para o segundo caso,

$$\begin{aligned} F_1 = T_{hl} + T_{bu} &= \left[ T_{\text{head}} \cdot \frac{d_2}{d_1 + d_2} \right] + \left[ T_{\text{boom}} \cdot \frac{BD}{l_1} \right] \\ &= \left[ 0,4 \cdot \frac{293053,77}{7,95} \cdot \frac{4,08}{2,25 + 4,08} \right] + \left[ 0,33 \cdot \frac{293053,77}{7,95} \cdot \frac{2,42}{6,75} \right] = 7854,17 \text{ N} \end{aligned}$$

$$F_2 = T_{hu} = T_{head} \cdot \frac{d_1}{d_1 + d_2} = \left[ 0,4 \cdot \frac{293053,77}{7,95} \cdot \frac{2,25}{2,25 + 4,08} \right] = 5241,06 \text{ N}$$

A Tabela 38 mostra os resultados obtidos para as forças na mezena no caso 1 e 2.

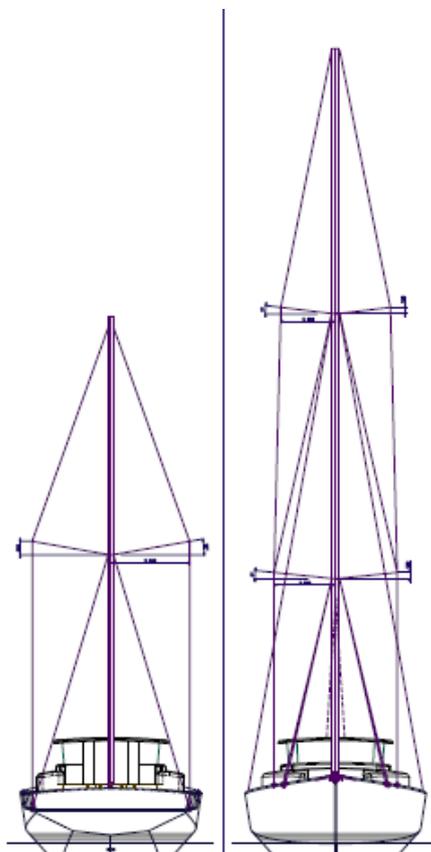
Tabela 38 - Forças na mezena no caso 1 e 2.

	Caso 1	Caso 2
F1 (N)	0	7854,17
F2 (N)	19153,84	5241,06

Fonte: Autor, 2016.

Para o cálculo das tensões em cada cabo é necessário saber os ângulos dos brandais. Através do desenho do projeto da embarcação em escala feita pelos arquitetos navais Olivier Petit et Nicolas Berthelot (Figura 37) juntamente com a ilustração dos mastros e cruzetas pode-se calcular os ângulos a partir dos triângulos formados entre os cabos de aço e o mastro.

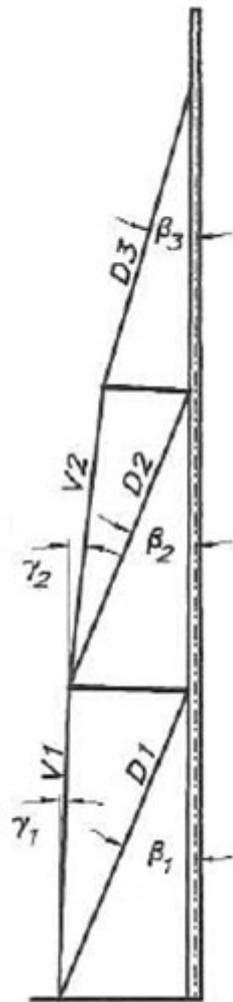
Figura 37 - Mastreação.



Fonte: Projeto da mastreação dos arquitetos navais Olivier Petit et Nicolas Berthelot.

Os ângulos necessários para o cálculo das tensões do mastro principal estão representados na Figura 38.

Figura 38 - Tensões no mastro principal.



Fonte: Larsson e Eliasson (2000).

Com os ângulos dos estais é possível calcular as tensões nos estais D1, D2, D3, V1 e V2 do mastro principal (Figura 38), para os dois casos.

- $D3 = \frac{F_3}{\sin \beta_3} = \frac{F_3}{\sin 16,83^\circ}$
- $V2 = \frac{F_3}{(\cos \gamma_2 \cdot \tan \beta_3)} = \frac{F_3}{(\cos 0^\circ \cdot \tan 16,83^\circ)}$
- $C_2 = F_3 - V2 \cdot \sin \gamma_2 = F_3 - V2 \cdot \sin 0^\circ$

- $D2 = (F_2 + C_2) / \sin \beta_2 = (F_2 + C_2) / \sin 12^\circ$
- $V1 = (F_2 + C_2) / (\cos \gamma_1 \cdot \tan \beta_2) = (F_2 + C_2) / (\cos 1,54^\circ \cdot \tan 12^\circ)$
- $C_1 = F_2 + C_2 + V2 \cdot \sin \gamma_2 - V1 \cdot \sin \gamma_1 = F_2 + C_2 + V2 \cdot \sin 0^\circ - V1 \cdot \sin 1,54^\circ$
- $D1 = (F_1 + C_1) / \sin \beta_1 = (F_1 + C_1) / \sin 11^\circ$

A Tabela 39 mostra os resultados obtidos para as tensões nos estais no mastro principal, no caso 1 e no caso 2.

Tabela 39 - Tensões nos estais no mastro principal.

	Caso 1	Caso 2
<b>D1 (N)</b>	58712,99	89531,23
<b>D2 (N)</b>	61685,37	189766,38
<b>D3 (N)</b>	44295,85	0
<b>V1 (N)</b>	60359,20	18568,41
<b>V2 (N)</b>	42398,57	0

Fonte: Autor, 2016

Após o cálculo das tensões podemos calcular o carregamento nos estais (P#).

- $P_{D1} = 2,8 \cdot D1$
- $P_{D2} = 2,3 \cdot D2$
- $P_{D3} = 3,0 \cdot D3$
- $P_{V1} = 3,2 \cdot V1$
- $P_{V2} = 3,0 \cdot V2$

A Tabela 40 mostra os resultados obtidos para o carregamento nos estais no mastro principal.

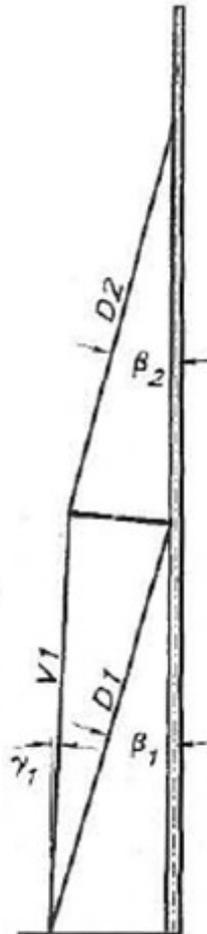
Tabela 40 - Carregamento nos estais no mastro principal.

	Caso 1	Caso 2
$P_{D1}$ (N)	164396,40	250687,40
$P_{D2}$ (N)	141876,40	43645,68
$P_{D3}$ (N)	132887,50	0
$P_{V1}$ (N)	193149,40	59418,91
$P_{V2}$ (N)	127195,70	0

Fonte: Autor, 2016

Os ângulos necessários para o cálculo das tensões na mezena estão representados na Figura 39.

Figura 39 - Tensões na mezena.



Fonte: Larsson e Eliasson (2000).

Com os ângulos dos estais é possível calcular as tensões nos estais D1, D2 e V1 da mezena (Figura 39).

- $D2 = F_2 / \sin \beta_2 = F_2 / \sin 19^\circ$
- $V1 = F_2 / (\cos \gamma_1 \cdot \tan \beta_2) = F_2 / (\cos 16^\circ \cdot \tan 19^\circ)$
- $C_1 = F_2 - V1 \cdot \sin \gamma_1 = F_2 - V1 \cdot \sin 16^\circ$
- $D1 = (F_1 + C_1) / \sin \beta_1 = (F_1 + C_1) / \sin 17^\circ$

A Tabela 41 mostra os resultados obtidos para as tensões nos estais na mezena, para o caso 1 e 2.

Tabela 41 - Tensões nos estais na mezena.

	Caso 1	Caso 2
<b>D1 (N)</b>	12190,62	43412,64
<b>D2 (N)</b>	65464,02	22947,87
<b>V1 (N)</b>	64391,88	22572,04

Fonte: Autor, 2016

Após o cálculo das tensões podemos calcular o carregamento nos estais (P#).

- $P_{D1} = 2,8 \cdot D1$
- $P_{D2} = 3,0 \cdot D2$
- $P_{V1} = 3,0 \cdot V1$

A Tabela 42 mostra os resultados obtidos para o carregamento nos estais na mezena.

Tabela 42 - Carregamento nos estais na mezena.

	Caso 1	Caso 2
<b><math>P_{D1}</math> (N)</b>	196392,10	68843,62
<b><math>P_{D2}</math> (N)</b>	36571,87	130237,90
<b><math>P_{V1}</math> (N)</b>	34133,74	121555,40

Fonte: Autor, 2016

As equações 3 e 4 podem ser usadas para estimar o carregamento máximo aceitável no estai de proa e de popa respectivamente (Larsson e Eliasson, 2000).

$$P_{fo} = 15 \frac{RM}{l+f_s} \quad (3)$$

$$P_a = \frac{2,8.RM}{l_a.\text{sen } \alpha_a} \quad (4)$$

Onde:

RM - momento de restauração;

l - comprimento do mastro;

$f_s$  - borda livre no mastro;

$l_a$  - comprimento da linha da água até a ponta do mastro;

$\alpha_a$  - ângulo entre o estai de popa e o mastro.

Os valores obtidos de  $P_{fo}$  e  $P_a$  são 106,51 kN e 45,02 kN respectivamente para o mastro principal e  $P_{fo}$  igual a 167,09 kN para a mezena.

A Tabela 43 apresenta os três tipos de estais adotados e suas respectivas tensões de rupturas.

Tabela 43 - Tipos de fios e suas respectivas tensões mínimas de ruptura.

Fio	Diâmetro (mm)	Tensão mínima de ruptura (N)
1x19	12	167000
1x19	14	218000
1x19	16	269064

Fonte: Autor, 2016. Adaptado de: Larsson e Eliasson (2000).

As Tabelas 44 e 45 representam os diâmetros e os comprimentos dos estais adotados para o mastro principal e a mezena respectivamente. Através das Tabelas 40 e 42 (que representam as cargas nos estais do mastro principal e da mezena respectivamente com certo fator de segurança adotado por Larsson e Eliasson, 2000) com a Tabela 43 (que apresenta os tipos de cabos de aços adotados) pode se

comparar se as Tabelas 44 e 45 atendem aos carregamentos requeridos em cada estal. Assim, pode se observar que as dimensões adotadas para os estais atendem ao carregamento adotado por Larsson e Eliasson (2000).

Tabela 44 - Estais do Mastro Principal.

Estais do mastro principal				
Quantidade	Estai	Fio	Diâmetro (mm)	Comprimento (m)
2	D1 - Estais de Força	1x19	16	6,5
2	V1D2 - Estais Intermediários	1x19	16	14,5
2	V1V2D3 - Estais Altos	1x19	16	22
1	Estai Principal	1x19	16	22,5
2	Estais de Popa	1x19	14	23,5

Fonte: Autor, 2016. Adaptado de: Petit & Berthelot (2011).

Tabela 45 - Estais da Mezena.

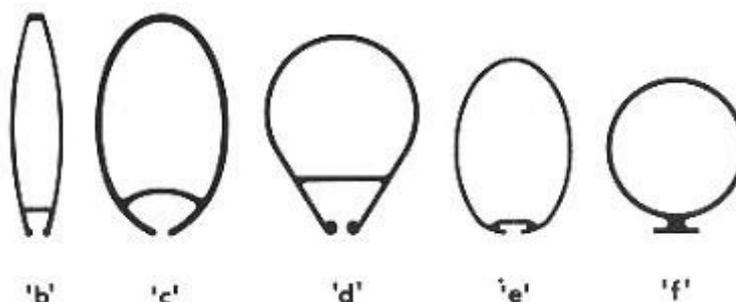
Estais do mezena				
Quantidade	Estai	Fio	Diâmetro (mm)	Comprimento (m)
2	D1 - Estais de Força	1x19	12	8
2	V1D2 - Estais Intermediários	1x19	12	15
1	Estai Principal	1x19	12	14,5

Fonte: Autor, 2016. Adaptado de: Petit & Berthelot (2011).

### Dimensionamento do mastro

A Figura 40 apresenta os tipos de seções de mastro, onde o existente na embarcação é a seção oval representada pela letra 'e'.

Figura 40 - Tipos de seções de mastro.



Fonte: <https://www.glen-l.com/free-book/rigging-small-sailboats-3.html> (2016).

Para o dimensionamento do mastro deve-se calcular o momento de inércia transversal e longitudinal do mastro através das equações 5 e 6 respectivamente (Larsson e Eliasson, 2000).

$$I_x = k1. m. PT. l(n)^2 \quad (5)$$

Onde:

k1 - é uma constante que depende do tipo da mastreação, para mastreação tipo M-2 e com a mastreação a partir do convés temos k1= 3,8 e para M-1 k1= 3,5;

m - é uma constante relativa ao material do mastro, que no caso é de alumínio (m=1) por sua leveza em relação aos demais aços e boa resistência estrutural em relação à madeira;

PT = 1,5.RM/b, onde b é a distância do mastro até a ponta do brandal fixado ao deck;

l(n) - é a altura do painel das velas, pegar o de maior valor que é 7,8 metros.

$$I_y = k2. k3. m. PT. h^2 \quad (6)$$

Onde:

k2 - é uma constante que depende do tipo da mastreação, k2 = 0,9 para M-2 Double Lowers e k2= 0,85 para M-1 Runners with inner Forestay;

k3 - é uma constante com o valor de 1,35 (mastreação a partir do convés);

h - é a altura do convés até a ponta do estai de proa.

O momento de inércia transversal calculado é de  $56,46 \times 10^6 \text{ mm}^4$  e o momento longitudinal é de  $138,05 \times 10^6 \text{ mm}^4$  para o mastro principal. Para a mezena o momento de inércia transversal e longitudinal calculado é de  $32,12 \times 10^6 \text{ mm}^4$  e  $41,46 \times 10^6 \text{ mm}^4$  respectivamente.

Depois de calculado os momentos de inércias de cada mastro podem ser selecionados a seção do mastro de maneira que o momento de inércia transversal e longitudinal sejam maiores que seus valores calculados (Larsson e Eliasson, 2000).

As Tabelas 46 e 47 apresentam os valores dos momentos de inércias transversal e longitudinal do mastro principal e da mezena respectivamente. Por ser um veleiro do tipo *ketch* o momento de inércia tanto da mezena quanto do mastro principal deveriam ser menores, devido à presença de dois mastros. Porém não foi encontrado nada na literatura para o cálculo do momento de inércia com a presença de dois mastros, então foi considerado o cálculo para um veleiro do tipo *sloop* onde os resultados podem ser considerados conservadores.

Tabela 46 - Momentos de inércia do mastro principal.

	Calculado( $cm^4$ )	Existente ( $cm^4$ )
<b>ix</b>	5645,97	5200
<b>ly</b>	13805,2	10900

Fonte: Autor, 2016.

Tabela 47 - Momentos de inércia da mezena.

	Calculado( $cm^4$ )	Existente( $cm^4$ )
<b>ix</b>	3305,90	755
<b>ly</b>	3734,04	2371

Fonte: Autor, 2016.

Os ângulos adotados para as cruzetas no mastro principal e seu comprimento estão determinados na Tabela 48.

Tabela 48 - Cruzetas mastro principal.

	Ângulo (graus)	Comprimento (m)
<b>Cruzeta Superior</b>	7	1,62
<b>Cruzeta Inferior</b>	6	1,81

Fonte: Autor, 2016. Adaptado de: Petit & Berthelot (2011).

O ângulo adotado para a cruzeta na mezena e seu comprimento estão determinados na Tabela 49.

Tabela 49 - Cruzeta mezena.

	Ângulo (graus)	Comprimento (m)
Cruzeta	10	2,35

Fonte: Autor, 2016. Adaptado de: Petit & Berthelot (2011).

### Dimensionamento das velas

Para o cálculo da área vélica é importante considerar a estabilidade transversal do veleiro, pois a força lateral exercida pelo vento na vela não pode ser capaz de emborcar a embarcação. Portanto, a área vélica está diretamente ligada a forma do casco. Segundo o projetista Colvin apud Kasten (1997) a área velica total do veleiro pode ser estimada pela equação 7.

$$A_S = 2,75 \cdot L_{wl} \cdot B_{wl} \quad (7)$$

$$A_S = 2,75 \cdot 17,386 \cdot 4,237 = \mathbf{202,58 \text{ m}^2}$$

A Tabela 50 mostra a área velica de cada vela, proposto pelos arquitetos navais Olivier Petit et Nicolas Berthelot, onde o valor total de área velica obtido foi de 209,6 m<sup>2</sup> o que é consideravelmente muito próximo ao valor calculado. Edmunds (1998) sugere que para um veleiro tipo *kec* a área velica da mezena tem que ser pelo menos 30% maior que a área velica da vela principal, no caso maior que 22,02 m<sup>2</sup>.

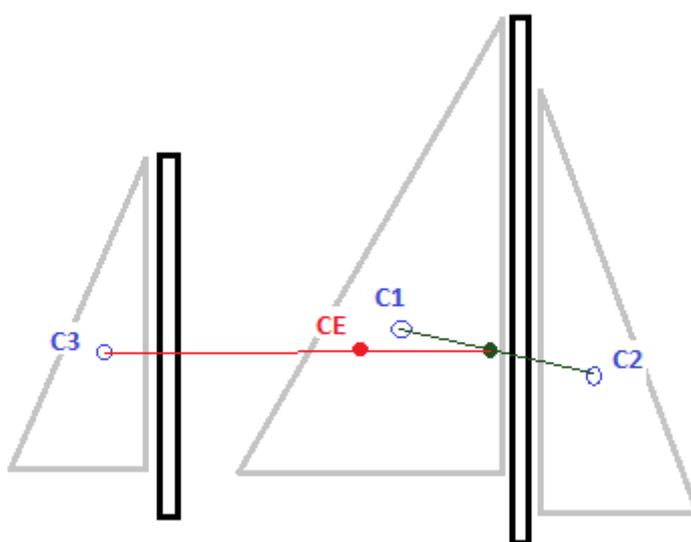
Tabela 50 - Área vélica.

	Área (m <sup>2</sup> )
Vela Principal (Main)	73,4
Genoa (Jib)	74,8
Vela de estai (Satysail)	35,8
Mezena (Mizzen)	25,6
<b>Total:</b>	<b>209,6</b>

Fonte: Autor, 2016. Adaptado de: Petit & Berthelot (2011).

Com as dimensões de cada vela é possível calcular o centro geométrico do plano velico. Para esse cálculo foi utilizado o desenho do velame em escala real, feito pelos arquitetos navais Olivier Petit et Nicolas Berthelot, e calculado o centro velico de cada vela como é representado na figura 28 por C1, C2 e C3. Onde C1, C2 e C3 é o centro velico da vela principal, genoa e mezena respectivamente. Com C1 e C2 foi possível achar o centro velico do mastro principal através da média ponderada das áreas e assim combinar do mesmo modo com C3 para se obter o centro da área velica total (Figura 41). A localização do centro de área velica total que corresponde ao centro de esforço velico (CE) é 7,84 metros na longitudinal em relação ao bico de proa e 8,65 metros na vertical em relação à linha d'água.

Figura 41 - Centro da área velica.



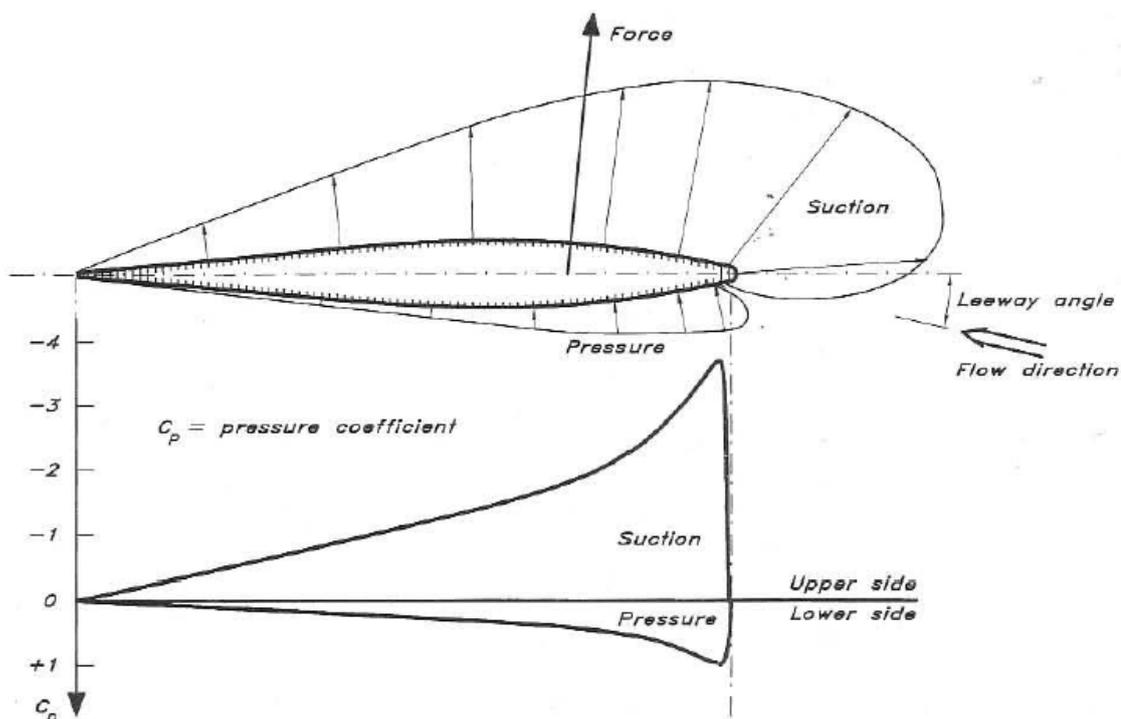
Fonte: Autor, 2016.

## APÊNDICE II - DIMENSIONAMENTO DE QUILHA E LEME

### Quilha

A maioria das quilhas de um veleiro possui um perfil de asa simétrico, seu papel é fazer um conjugado com a força aerodinâmica e equilibrar o barco. O escoamento ao incidir sobre a quilha gera uma força de pressão de um dos lados enquanto no outro lado gera uma força de sucção (Figura 42). A resultante dessas duas forças age em sentido oposto a resultante na vela (Larsson e Eliasson, 2000).

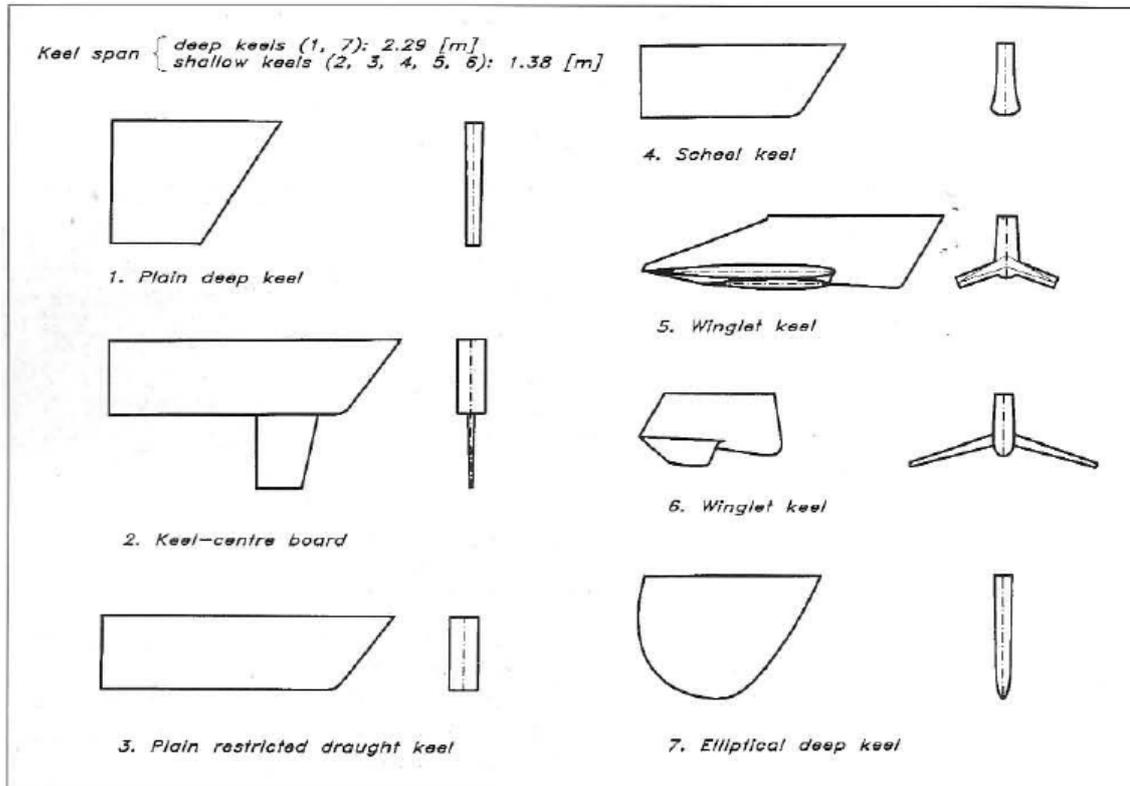
Figura 42 - Distribuição de forças na asa.



Fonte: Larsson e Eliasson (2000).

Existem vários tipos de quilha, a Figura 43 representa alguns tipos propostos pelo Larsson e Eliasson (2000). No projeto do veleiro Eco UFSC60 foi escolhida a quilha do tipo retrátil a qual permitirá a navegação em águas rasas por ser uma quilha retrátil. Segundo Windpilot (s.d), a quilha retrátil proporciona um bom desempenho enquanto mantém seu calado relativamente pequeno.

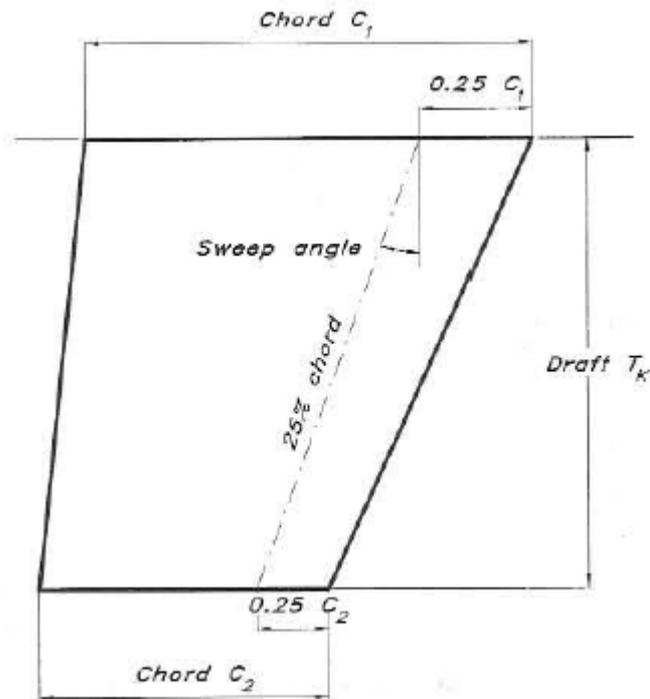
Figura 43 - Tipos de quilha.



Fonte: Larsson e Eliasson (2000).

Sabendo-se que a parte de superior da quilha (patilhão), que é fixa no casco, tem a área de 2,74 m<sup>2</sup> é possível dimensionar a quilha retrátil como se fosse um trapézio conforme mostrado na Figura 44. Para o projeto da bolina será utilizado o método proposto por Larsson e Eliasson (2000), onde os valores da profundidade da quilha ( $T_k$ ), corda superior ( $C_1$ ), corda inferior ( $C_2$ ) e razão de aspecto serão definidos. Todos estes valores em conjunto darão a forma e determinarão o rendimento da quilha.

Figura 44 - Representação da quilha.



Fonte: Larsson e Eliasson (2000).

Sabe-se que a altura da quilha ( $T_k$ ) é 3,28. Segundo Gerr (2009), a área da quilha ( $A_k$ ) deve estar entre 2,5 a 4% da área velica ( $A_S$ ) (equação 1). O menor valor é apropriado para um barco de regata com toda a tripulação a bordo para ajustar as velas a cada mudança do vento, já a maior área é adequada para barcos de cruzeiro, que não precisam estar com todos os tripulantes a bordo para ficar ajustando a vela (Gerr, 2009).

$$A_k = A_S \cdot x \% \quad , \text{ onde } x \text{ está entre } 2,5 \text{ e } 4 \quad (1)$$

Para  $x=2,5$ ,

$$A_k = 209,6 \cdot 0,025 = 5,24 \text{ m}^2$$

Para  $x=4$ ,

$$A_k = 209,6 \cdot 0,04 = 8,38 \text{ m}^2$$

Para calcular as dimensões da quilha será descontada da área total a área do patilhão (2,74 m<sup>2</sup>), assim obtemos a área entre 2,5 e 5,64 para a quilha retrátil. Adotando o valor de 1,12 para C1 é possível calcular C2 pela equação 2, onde a corda média (C<sub>M</sub>) é a média entre C1 (corda superior) e C2 (corda inferior) representada pela equação 3.

$$A_k = C_M \cdot T_k \quad (2)$$

$$C_M = \frac{C1+C2}{2} \quad (3)$$

$$A_k = \frac{(C1 + C2) \cdot T_k}{2}$$

$$C2 = \frac{2 \cdot A_k}{T_k} - C1$$

Para A<sub>k</sub> = 2,74 m<sup>2</sup>,

$$C2 = \frac{2 \cdot 2,74}{3,28} - 1,12 = 0,55 \text{ m}$$

Para A<sub>k</sub> = 5,64 m<sup>2</sup>,

$$C2 = \frac{2 \cdot 5,64}{3,28} - 1,12 = 2,32 \text{ m}$$

Para C2 = 0,55 m,

$$C_M = \frac{1,12+0,55}{2} = 0,835 \text{ m}$$

Para C2 = 2,32 m,

$$C_M = \frac{1,12+2,32}{2} = 1,72 \text{ m}$$

A razão de aspecto (AR) é definida pela razão T<sub>k</sub> (profundidade da quilha) e a corda média (C<sub>M</sub>) como mostra na equação 4. Quanto maior a razão de aspecto maior a sustentação e maior o arrasto também, em proporções diferentes.

$$AR = \frac{T_k}{C_M} \quad (4)$$

Para C<sub>M</sub> = 0,835 m,

$$AR = \frac{3,28}{0,835} = 3,93$$

Para  $C_M = 1,72$  m,

$$AR = \frac{3,28}{1,72} = 1,9$$

O taper ratio (TR) pode ser calculado pela equação 5.

$$TR = \frac{C_2}{C_1} \quad (5)$$

Para  $C_2 = 0,55$  m,

$$TR = \frac{0,55}{1,12} = 0,49$$

Para  $C_2 = 1,12$  m,

$$TR = \frac{1,12}{2,32} = 0,48$$

A Tabela 51 mostra as dimensões existentes na quilha que foram medidas no Sapiens Parque. Como pode ser observado, esses valores estão dentro dos valores calculados.

Tabela 51 - Dimensões da bolina.

	$A_S. 2, 5 \%$	$A_S. 4 \%$	Existentes no veleiro ECO-UFSC60
Área da bolina (m <sup>2</sup> )	2,5	5,64	3,09
$T_K$ (m)	3,28	3,28	3,28
$C_1$ (m)	1,12	2,32	1,12
$C_2$ (m)	0,55	1,12	0,76
$C_M$ (m)	0,83	1,72	0,94
AR	3,93	1,9	3,48
TR	0,49	0,48	0,68

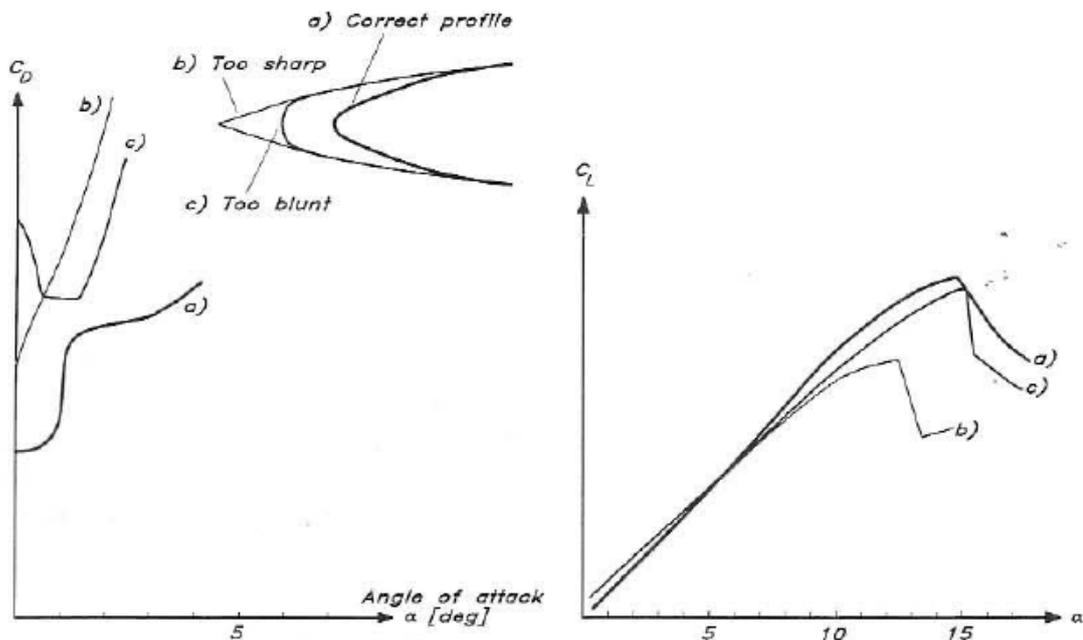
Fonte: Autor, 2016.

Edmunds (2000) e Larsson e Eliasson (2000) consideram que o lastro da quilha varia de 35 a 55% do deslocamento da embarcação. Ambos consideram que 45% é um valor ótimo, o que neste caso corresponde a aproximadamente 16000 kg.

A sustentação e o arrasto na quilha em cada velocidade e ângulo de ataque são alterados de acordo com o perfil da seção da quilha, a área lateral e a razão de

aspecto. Como pode ser observado no gráfico da Figura 45 conforme o ângulo de ataque aumenta, a sustentação (*Lift*) na quilha aumenta de forma linear até um determinado ângulo (ângulo de *stall*), porém o arrasto (*Drag*) aumenta exponencialmente. Então não se pode considerar o perfil com maior sustentação como o desejável, pois nessa região o arrasto já possui valores bem consideráveis. Portanto, um bom perfil é o que tem maior razão Sustentação/Arrasto (*L/D*).

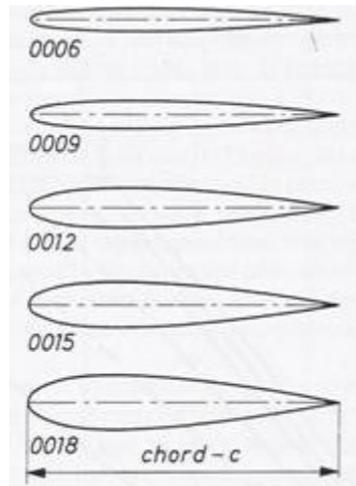
Figura 45 - Influência do perfil no coeficiente de arrasto e de sustentação.



Fonte: Larsson e Eliasson (2000).

A Figura 46 apresenta quatro tipos de seções simétricas propostas pela NACA (*National Advisory Committee of Aeronautics*), onde estas seções podem ser usadas tanto para a quilha quanto para o leme.

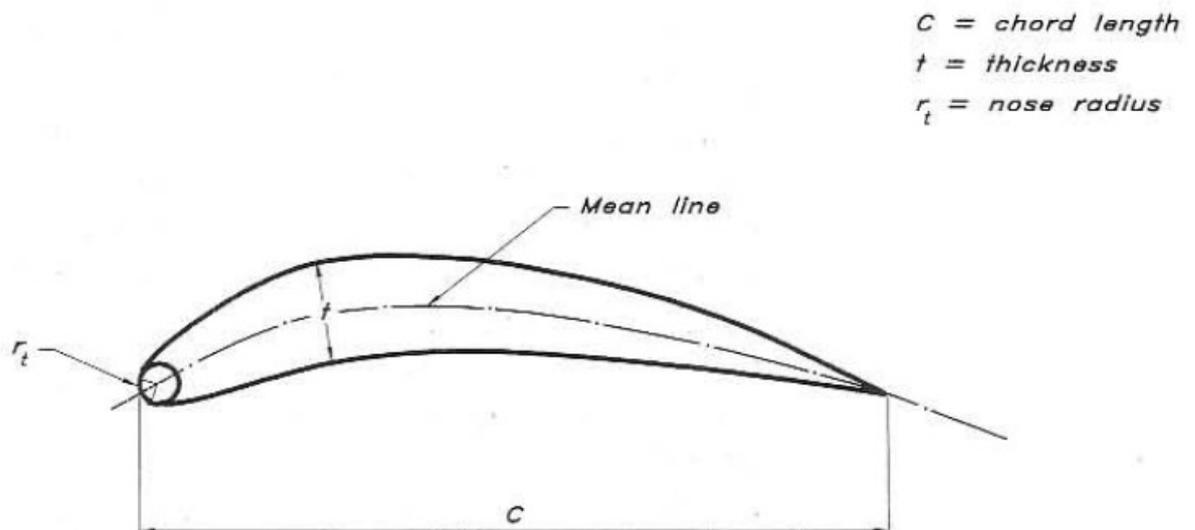
Figura 46 - Tipos de seções NACA.



Fonte: [http://www.oceanica.ufrj.br/deno/prod\\_academic/relatorios/2006-/FernadaBeatriz/relat1/apendices.htm](http://www.oceanica.ufrj.br/deno/prod_academic/relatorios/2006-/FernadaBeatriz/relat1/apendices.htm) (s.d.).

As principais dimensões de um perfil são mostradas na Figura 47. Onde os valores adotados para o comprimento da corda ( $C$ ) foi 1,12 metros, para a espessura máxima do perfil ( $t_{max}$ ) foi 0,12 metros e para o raio do nariz do perfil ( $r_t$ ) foi 13 milímetros.

Figura 47 - Dimensões de um perfil.



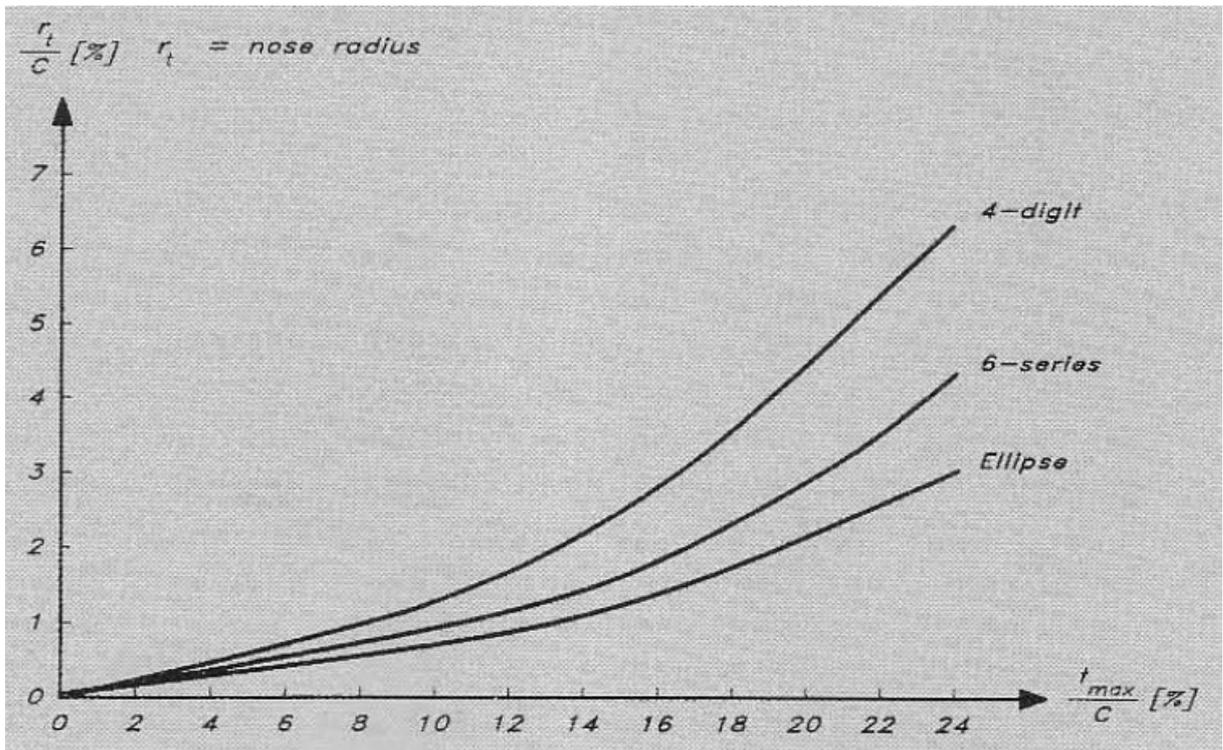
$C = \text{chord length}$   
 $t = \text{thickness}$   
 $r_t = \text{nose radius}$

$$\text{Thickness ratio} = t_{max} / C$$

Fonte: Larsson e Eliasson (2000).

Através dos valores das dimensões principais do perfil foi feita a seleção do perfil NACA, como mostra na Figura 48, o qual é analisado e discutido por Larsson e Eliasson (2000).

Figura 48 - Perfis NACA de acordo com as dimensões principais.



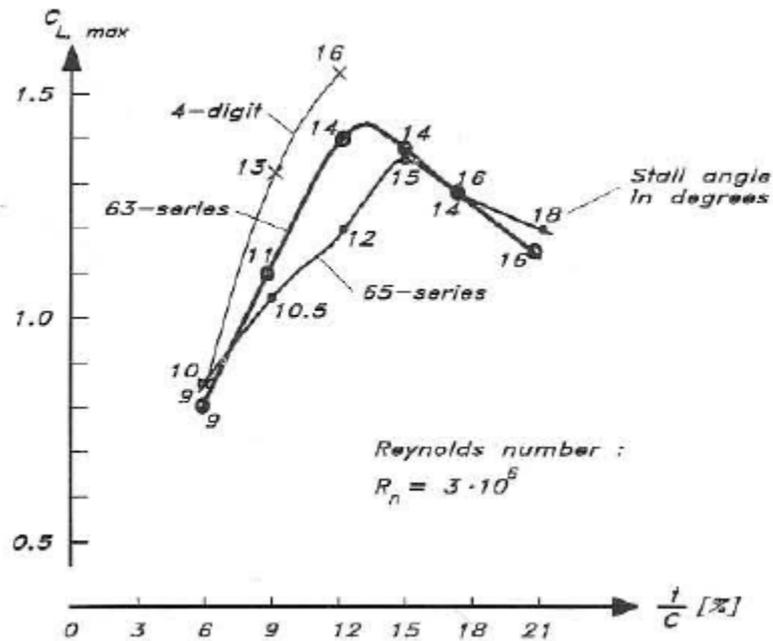
Fonte: Larsson e Eliasson (2000).

Analisando o gráfico da Figura 48, para a razão  $\frac{r_t}{c} = 1,16\%$  versus a razão  $\frac{t_{max}}{c} = 11,6\%$  obtemos um perfil NACA série 6 (63-series), o qual será utilizado na bolina do veleiro.

Os perfis da série NACA 6 possuem um alto coeficiente de sustentação, esse tipo de perfil foi otimizado para obter amplas regiões de fluxo laminar para altas velocidades (ISMAIL, 2009).

Para determinar a força de sustentação é retirado do gráfico da Figura 49 o coeficiente de sustentação ( $C_L$ ) em função do ângulo de maior sustentação.

Figura 49 – Máxima sustentação para diferentes perfis.



Fonte: Larsson e Eliasson (2000).

Segundo o gráfico para o perfil NACA 63 o coeficiente de sustentação máximo é de 1,4. Com esse coeficiente é possível determinar a força de sustentação dada pela equação 6.

$$F_L = 0,5 \cdot \rho_{\text{água}} \cdot V_S^2 \cdot A_k \cdot C_L \quad (6)$$

$$F_L = 0,5 \cdot 1025 \cdot (5,14)^2 \cdot 3,09 \cdot 1,4 = 58574,23 \text{ N}$$

## Leme

Segundo Gerr (2009), a manobrabilidade de uma embarcação está diretamente ligada ao leme projetado. Para o dimensionamento do leme será utilizado o mesmo método que foi utilizado na quilha, o método proposto por Larsson e Eliasson (2000), onde os valores da profundidade do leme (Tr), corda superior (C1), corda inferior (C2) e razão de aspecto são definidos por modelos empíricos.

Foram considerados três métodos para calcular a área do leme. Larsson e Eliasson (2000) sugerem que a área do leme seja calculada através da área vélica a qual a área do leme estaria entre 1% a 2% da área velica (7).

$$A_r = A_s \cdot x \% \quad , \text{ onde } x \text{ está entre } 1 \text{ e } 2 \quad (7)$$

Para  $x=1$ ,

$$A_r = 209,6 \cdot 0,01 = \mathbf{2,096 \text{ m}^2}$$

Para  $x=2$ ,

$$A_r = 209,6 \cdot 0,02 = \mathbf{4,192 \text{ m}^2}$$

Gerr (2009) mostra dois outros métodos para esse cálculo, um deles considera que para um veleiro a área de leme deve estar em torno de 6,8% do comprimento de linha d'água vezes calado (equação 8), outra maneira seria calcular através da área lateral projetada do casco abaixo da linha d'água onde a área do leme estaria entre 3 e 4% dessa área para uma embarcação deslocante (equação 9). A área projetada foi calculada através do software Rhinoceros e o valor encontrado foi de 17 m<sup>2</sup>.

$$A_r = 0,068 \cdot L_{wl} \cdot T \quad (8)$$

$$A_r = 0,068 \cdot 17,386 \cdot 1,314 = \mathbf{1,55 \text{ m}^2}$$

$A_r = A_p \cdot x \% \quad , \text{ onde } x \text{ está entre } 3 \text{ e } 4 \text{ e } A_p \text{ é a área lateral projetada do casco abaixo da linha d'água} \quad (9)$

Para  $x=3$ ,

$$A_r = 17 \cdot 0,03 = \mathbf{0,51 \text{ m}^2}$$

Para  $x=4$ ,

$$A_r = 17 \cdot 0,04 = \mathbf{0,68 \text{ m}^2}$$

A Tabela 52 mostra todos os valores de área do leme calculados.

Tabela 52 - Área do leme.

	Área do leme (m <sup>2</sup> )
Larsson e Eliasson ( $A_r = A_s. 1 - 2 \%$ )	2,09 - 4,19
Gerr ( $A_r = 0,068. L_{wl}. T$ )	1,55
Gerr ( $A_r = Ap. 3 - 4 \%$ )	0,51 - 0,68

Fonte: Autor, 2016.

A área adotada para o leme foi de 0,95 m<sup>2</sup>, o que corresponde 5% da área lateral projetada do casco abaixo da linha d'água, adotou-se uma porcentagem maior por se tratar de um veleiro. O leme está no limite inferior, essa escolha deve-se ao menor arrasto, assim como, a existência de uma quilha contínua que garante a estabilidade direcional do veleiro, outro fator é a escolha de um velame do tipo *ketch* que permite o ajuste do centro velico por consequência diminui os esforços no leme.

A altura do leme foi definida de acordo com a profundidade da quilha, é desejável que a ponta inferior do leme esteja acima da ponta inferior da quilha. Com isso, foi escolhida uma altura de leme  $T_r = 1,4$  m.

Dimensionando o leme para uma corda superior (C1) de 0,85 m é possível calcular C2 pela equação 10, a corda média ( $C_M$ ) é a média entre C1 (corda superior) e C2 (corda inferior) representada pela equação 11.

$$A_r = C_M \cdot T_r \quad (10)$$

$$C_M = \frac{C1 + C2}{2} \quad (11)$$

$$A_r = \frac{(C1 + C2) \cdot T_r}{2}$$

$$C2 = \frac{2 \cdot A_r}{T_r} - C1$$

Para  $A_r = 0,95$  m<sup>2</sup>,

$$C2 = \frac{2 \cdot 0,95}{1,4} - 0,85 = 0,507 \text{ m}$$

$$C_M = \frac{0,85+0,507}{2} = 0,68 \text{ m}$$

A razão de aspecto é dada pela equação 12.

$$AR = \frac{T_r}{C_M} \quad (12)$$

$$AR = \frac{1,4}{0,68} = 2,06$$

O *taper ratio* (TR) pode ser calculado pela equação 13.

$$TR = \frac{C_2}{C_1} \quad (13)$$

$$TR = \frac{0,507}{0,85} = 0,59$$

A Tabela 53 mostra as dimensões existentes no leme as quais foram medidas no Sapiens Parque.

Tabela 53 - Dimensões do leme.

	Existentes no veleiro ECO-UFSC60
Área do leme (m <sup>2</sup> )	0,95
$T_K$ (m)	1,4
C1 (m)	0,85
C2 (m)	0,507
$C_M$ (m)	0,68
AR	2,06
TR	0,59

Fonte: Autor, 2016.

Para determinar o perfil do leme foram adotados os seguintes valores, comprimento da corda (C) de 0,84 metros, espessura máxima do perfil ( $t_{max}$ ) de 0,13 metros e raio do nariz do perfil ( $r_t$ ) de 12 milímetros.

Através dos valores das dimensões principais do perfil foi feita a seleção do perfil NACA, que já havia sido mostrado na Figura 47. Analisando o gráfico da Figura 48, para a razão  $\frac{r_t}{c} = 1,43\%$  versus a razão  $\frac{t_{max}}{c} = 15,47\%$  obtemos um perfil NACA Ellipse (65-series), o qual será utilizado no leme do veleiro.

Para determinar a força de sustentação é retirado do gráfico da Figura 49 o coeficiente de sustentação ( $C_L$ ) em função do ângulo de maior sustentação.

Segundo o gráfico para o perfil NACA 65 o coeficiente de sustentação máximo é de 1,35. Com esse coeficiente é possível determinar a força de sustentação dada pela equação 14.

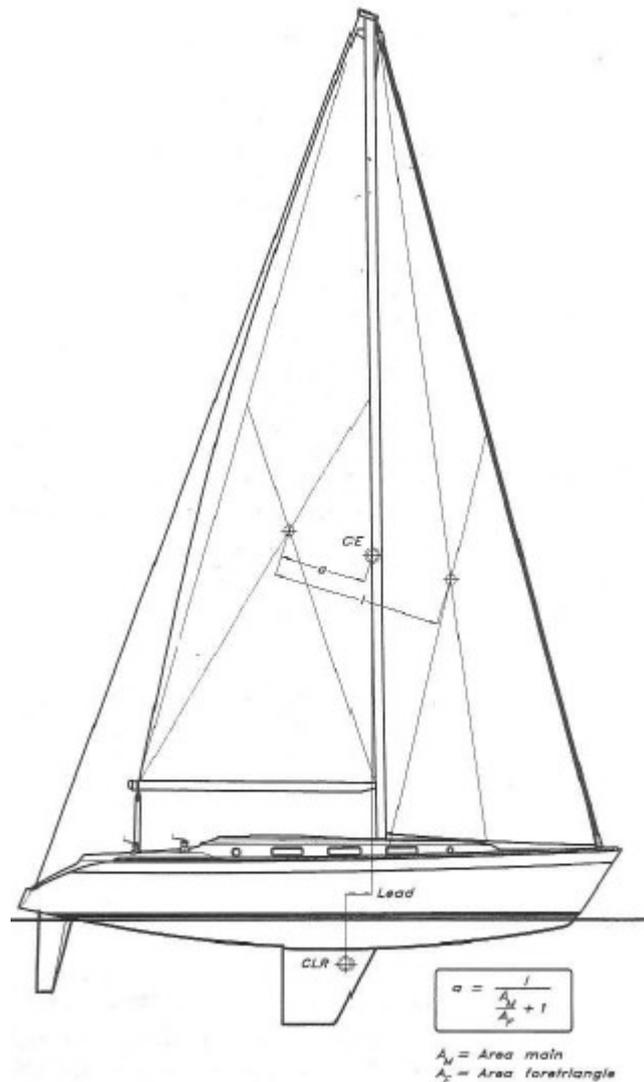
$$F_L = 0,5 \cdot \rho \cdot V^2 \cdot A_k \cdot C_L \quad (14)$$

$$F_L = 0,5 \cdot 1025 \cdot (5,14)^2 \cdot 0,95 \cdot 1,35 = 17365 \text{ N}$$

### **Posicionamento da quilha e do leme**

Segundo Larsson e Eliasson (2000), um veleiro deve ter sempre uma leve tendência a orça. Para isso é importante que o balanceamento dos centros laterais (CLR) esteja com certo desalinhamento do centro de esforços das velas (CE), como mostrado na Figura 50.

Figura 50 - Posicionamento de CLR e CE.



Fonte: Larsson e Eliasson (2000).

Larsson e Eliasson (2000) determinam que a distância longitudinal entre o centro de esforço lateral (CLR) e o centro de esforço velico (CE), definida como LEAD, deve ser entre 11 a 15% do comprimento de linha d'água para veleiros do tipo *Ketch*.

No dimensionamento do velame foi calculada a distância longitudinal do centro de esforço velico (CE), que se encontra a 7,84 metros em relação ao bico de proa. O centro de esforço lateral (CLR) é o centro geométrico gravitacional abaixo da água, o qual inclui o casco, a quilha e o leme. Um dos métodos que Larsson e Eliasson (2000) propõem é o método do professor Gerritsma para encontrar a localização do CLR. Esse método leva em consideração apenas o leme e a quilha,

onde o efeito do casco é compensado considerando que o leme e a quilha começam na linha da água. Como se sabe, este método é uma aproximação, então uma melhoria para esse método foi proposta pelo professor Nomoto que considera que a contribuição do leme é reduzida para um fato de 0,4, devido a sua perda de eficiência pela interferência da quilha em seu escoamento (Larsson e Eliasson, 2000). Utilizando o Rhinoceros é possível achar a posição geométrica da quilha e do leme. Através dessas posições e da força resultante atuando em cada elemento pode ser determinada a posição de CRL (equação 15).

$$F_R \cdot X_R + F_K \cdot X_K = (F_R + F_K) \cdot X_{CLR} \quad (15)$$

$$17365.18,1 + 58574,23.7,5 = (17365 + 58574,23) \cdot X_{CLR}$$

$$X_{CLR} = 9,9 \text{ m}$$

Sua distância longitudinal em relação ao bico de proa é de 10,15 metros, o que resulta em um LEAD de 2,06 metros. O LEAD encontrado corresponde a 11,85% do comprimento de linha d'água, atendendo a faixa proposta por Larsson e Eliasson (2000) de 11 a 15% para veleiros do tipo *Ketch*.

