



Universidade Federal  
do Rio de Janeiro  

---

Escola Politécnica

# **ANÁLISE DA VIABILIDADE TÉCNICA DE CONCEPÇÕES ALTERNATIVAS DE EMBARCAÇÃO LEVE PARA APOIO À MANUTENÇÃO E INSPEÇÃO SUBMARINA**

Estevão Bandeira de Mello Alves da Silva

Projeto de Graduação apresentado ao  
Curso de Engenharia Naval e Oceânica  
da Escola Politécnica, Universidade  
Federal do Rio de Janeiro, como parte  
dos requisitos necessários à obtenção do  
título de Engenheiro.

Orientador: Richard David Schachter, Ph.D., DENO/UFRJ

Rio de Janeiro

Agosto, 2013

ANÁLISE DA VIABILIDADE TÉCNICA DE CONCEPÇÕES ALTERNATIVAS DE  
EMBARCAÇÃO LEVE PARA APOIO À MANUTENÇÃO E INSPEÇÃO  
SUBMARINA

Estevão Bandeira de Mello Alves da Silva

PROJETO DE GRADUAÇÃO SUBMETIDA AO CORPO DOCENTE DO CURSO  
DE ENGENHARIA NAVAL E OCEÂNICA DA ESCOLA POLITÉCNICA DA  
UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO DE JANEIRO COMO PARTE DOS  
REQUISITOS NECESSÁRIOS PARA A OBTENÇÃO DO GRAU DE  
ENGENHEIRO NAVAL E OCEÂNICO

Examinada por:

---

Richard David Schachter, Ph.D.  
DENO/UFRJ

---

Theodoro Antoun Netto, Ph.D.  
PenO/UFRJ

---

Juan Bautista Villa Wanderley, Ph.D.  
PenO/UFRJ

RIO DE JANEIRO, RJ - BRASIL

AGOSTO de 2013

**Silva, Estevão Bandeira de Mello Alves da**  
**Análise da viabilidade técnica de concepções alternativas de embarcação leve para apoio a manutenção e inspeção submarina/ Estevão Bandeira de Mello Alves da Silva. – Rio de Janeiro: UFRJ/ Escola Politécnica, 2013.**

7, 135 p.: il.; 29,7 cm.

Orientador: Richard Schachter

Projeto de Graduação – UFRJ/ Escola Politécnica/ Curso de Engenharia Naval e Oceânica, 2013.

Referências Bibliográficas: p. 134, 135.

1. Introdução 2. Requisitos de Projeto 3. Características dos Equipamentos Utilizados 4. Criação da Forma 5. Resistência ao Avanço 6. Sistema Propulsivo 7. Arranjo Geral e Superestrutura 8. Posicionamento Dinâmico 9. Peso dos Equipamentos e Centro de Gravidade 10. Compartimentação 11. Estrutura 12. Peso Leve e CG 13. Equilíbrio e Estabilidade 14. Comportamento no Mar 15. Conclusão. I. Richard Schachter. II. Universidade Federal do Rio de Janeiro, Escola Politécnica, Curso de Engenharia Naval e Oceânica. III. Análise da viabilidade técnica de concepções alternativas de embarcação leve para apoio a manutenção e inspeção submarina.

Resumo do Projeto de Graduação apresentado à Escola Politécnica/ UFRJ como parte dos requisitos necessários para a obtenção do grau de Engenheiro Naval

ANÁLISE DA VIABILIDADE TÉCNICA DE CONCEPÇÕES ALTERNATIVAS DE  
EMBARCAÇÃO LEVE PARA APOIO À MANUTENÇÃO E INSPEÇÃO  
SUBMARINA

Estevão Bandeira de Mello Alves da Silva

Agosto 2013

Orientador: Richard David Schachter, Ph.D., DENO/UFRJ

Curso: Engenharia Naval e Oceânica

A crescente exploração de petróleo em alto mar no litoral brasileiro devido às grandes descobertas na região chamada pré-sal, tem trazido novas necessidades e desafios para indústria naval. Tendo em vista o aumento na instalação de novas unidades marítimas e na perfuração de poços nessas regiões, atividades que requerem constante monitoramento, será analisada neste trabalho, a viabilidade técnica de duas propostas de embarcação leve para apoio às operações de manutenção e inspeção submarina utilizando ROVs (*Remote Operated Vehicles*). Ambas as concepções, monocasco e catamarã, deverão ter cerca de trinta metros de comprimento, navegar a uma velocidade de serviço de 16 nós além de possuir os equipamentos essenciais para a sua operação, como: ROVs e sistema de lançamento, moonpool, guindaste, geradores, sistema de fundeio, motores e sistema de propulsão e posicionamento.

*Palavras-chave:* Viabilidade técnica, RSV, ROV, monocasco, catamarã

Abstract of Undergraduate Project presented to POLI/UFRJ as a partial fulfillment of the requirements for the degree of Naval Engineer.

TECHNICAL FEASIBILITY OF ALTERNATIVE CONCEPTIONS OF  
LIGHTWEIGHT SUPPLY VESSELS FOR UNDERWATER MAINTENANCE AND  
INSPECTION

Estevão Bandeira de Mello Alves da Silva

August/2013

Advisor: Richard David Schachter, Ph.D., DENO/UFRJ

Course: Naval Engineering

The increasing oil exploitation on the Brazilian offshore coast, due to recent discoveries in the pre-salt region, has brought new necessities and challenges for the shipbuilding industry. The increase of installations of new offshore units and drilling wells in these regions, require more constant monitoring activities. As part of this demand, the technical feasibility of two different propositions of lightweight supply vessels for underwater maintenance and inspection using ROVs (Remote Operated Vehicles) will be analyzed in this work. Both conceptions, a single hull and a catamaran, were specified to be about 30 meters long, being capable of reaching 16 knots on service speed, and although small, still require enough equipment for inspection operations, such as: ROVs and launching system, moonpool, knuckle boom crane, generators, anchoring system, machinery, propulsion and positioning systems.

*Keywords:* Technical feasibility, RSV, ROV, single hull, catamaran

1. INTRODUÇÃO.....	1
1.1 ESTRUTURA DO RELATÓRIO .....	2
2. REQUISITOS DE PROJETO .....	3
2.1. ÁREA DE ATUAÇÃO .....	4
2.1.1. CONDIÇÕES CLIMÁTICAS.....	4
2.2. EQUIPAMENTOS ENVOLVIDOS .....	6
3. CARACTERISTICAS DOS EQUIPAMENTOS UTILIZADOS.....	9
3.1 EQUIPAMENTO ROV DE TRABALHO.....	10
3.2 EQUIPAMENTO ROV DE OBSERVAÇÃO .....	10
3.3 GUINCHOS ELÉTRICOS.....	11
3.4 GUINDASTE DE SERVIÇO.....	11
3.5 A-FRAME .....	12
3.6 DIESEL GERADORES .....	12
4 CRIAÇÃO DA FORMA .....	13
4.1 MONOCASCO (320 D).....	16
4.2 CATAMARÃ (150 A).....	17
5 RESISTÊNCIA AO AVANÇO.....	19
5.1 COMPARAÇÃO ENTRE AS FERRAMENTAS.....	21
5.2 CONSIDERAÇÕES SOBRE A RESISTÊNCIA DE INTERFERÊNCIA.....	25
6 SISTEMA PROPULSIVO .....	29
6.1 MONOCASCO (320 D).....	29
6.2 CATAMARÃ (150 A).....	33
7 ARRANJO GERAL E SUPERESTRUTURA.....	38
7.1 MONOCASCO (320D).....	38
7.1.1 NÚMERO DE EQUIPAMENTO E ITENS DE FUNDEIO.....	40
7.2 CATAMARÃ (150 A).....	45
7.2.1 NÚMERO DE EQUIPAMENTO E ITENS DE FUNDEIO.....	48
8. POSICIONAMENTO DINÂMICO .....	52
8.1 MONOCASCO (320D).....	56
8.2 CATAMARÃ(150A).....	61
9. PESO DOS EQUIPAMENTOS E CENTRO DE GRAVIDADE.....	66
9.1 MONOCASCO (320D).....	66
9.2 CATAMARÃ (150A).....	67

10. COMPARTIMENTAÇÃO .....	68
10.1 MONOCASCO (320 D) .....	68
10.2 CATAMARÃ (150A) .....	72
11. ESTRUTURA .....	75
11.1 MONOCASCO (320 D) .....	78
11.1.1 ESCANTILHÕES .....	78
11.1.2 MÓDULO DE SEÇÃO E MOMENTO DE INÉRCIA .....	80
11.1.3 PESO ESTRUTURAL & CG .....	83
11.2. CATAMARÃ (150A) .....	83
11.2.1. ESCANTILHÕES .....	83
11.2.2 MÓDULO DE SEÇÃO E MOMENTO DE INÉRCIA .....	85
11.2.3 PESO ESTRUTURAL & CG .....	89
12 PESO LEVE & CG .....	90
12.1 MONOCASCO (320D) .....	90
12.2 CATAMARA (150 A) .....	90
13 EQUILIBRIO & ESTABILIDADE .....	90
13.1 MONOCASCO (320D) .....	91
13.1.1 CRITÉRIOS DE ESTABILIDADE .....	91
13.1.2 CONDIÇÕES DE CARREGAMENTO .....	95
13.2 CATAMARÃ (150 A) .....	109
13.2.1 CRITÉRIOS DE ESTABILIDADE .....	109
13.2.2 CONDIÇÕES DE CARREGAMENTO .....	111
14. COMPORTAMENTO NO MAR .....	121
14.1 MONOCASCO (320D) .....	126
14.2 CATAMARÃ (150A) .....	128
15. CONCLUSÃO .....	131
16. REFERÊNCIAS .....	134

## 1. INTRODUÇÃO

Nos últimos anos a imprensa tem noticiado, de uma forma um tanto favorável, a descoberta de grandes quantidades de petróleo em regiões localizadas no litoral dos estados de São Paulo, Rio de Janeiro e Espírito Santo. O óleo que se busca nessas áreas se encontra nas bacias de Santos, Campos e Espírito Santo, a cerca de 200 km da costa, e sua exploração se dá através da perfuração mecânica do leito marinho a algumas dezenas de centenas de metros abaixo da lamina d'água, utilizando ferramentas e aparatos instalados em plataformas de perfuração e extração capazes de realizar o serviço em condições de extrema adversidade. Durante as operações em alto mar todas as etapas devem ser cuidadosamente supervisionadas, tanto acima quanto abaixo d'água, para que sejam mantidos os padrões técnicos e de segurança, garantido assim a integridade das vidas, do meio ambiente e dos equipamentos envolvidos.

A inspeção submarina durante a perfuração e extração, até o armazenamento do óleo, é feita através dos chamados Veículos de Operação Remota, (ROVs sigla em inglês para *Remote Operated Vehicle*), mini submarinos equipados com câmeras e ferramentas especiais para cada tipo de trabalho, capazes de monitorar e intervir nos equipamentos submersos, operados normalmente de uma embarcação localizada a algumas centenas de metros de distância e comunicados entre si através de cabos de transmissão de dados e energia. A embarcação que auxilia na operação de inspeção e no transporte de todo o material e pessoal envolvido até o local de atuação, por sua vez, possui mecanismos de lançamento e monitoramento dos ROVs, um sistema de propulsão e posicionamento capaz de garantir a navegação em tempo hábil e a permanência em uma determinada localização dentro de certos limites estabelecidos, além de todas as outras facilidades de uma embarcação de apoio marítimo de alto mar.

Com essas novas descobertas petrolíferas no litoral brasileiro observa-se um crescimento significativo na necessidade de novas instalações de exploração e produção de petróleo. Essa demanda gera um aumento na quantidade de unidades marítimas em uma mesma região, que leva ao congestionamento das linhas que fazem a retirada e transporte do óleo assim com das próprias linhas de ancoragem das plataformas. Além disso, existe o aumento na demanda por suporte logístico requisitado por todas essas operações *offshore*, como o transporte de pessoal, materiais e consumíveis. O



crescimento na densidade da exploração marítima abre um mercado para embarcações de apoio aos Veículos Operados Remotamente, conhecidas pela sigla RSV, (em inglês *ROV Supply Vessels*), mais especializadas com relação ao tipo de trabalho e mais flexíveis quanto à dinâmica do atendimento nas diferentes localidades.

Dessa forma surgiu o interesse em avaliar a viabilidade técnica de uma embarcação que possa realizar esse serviço de apoio, mas que tenha dimensões reduzidas e seja capaz de navegar a uma velocidade compatível, se comparada com outras de maior porte que exercem o mesmo tipo de serviço, atendendo, entretanto, aos requisitos operacionais determinados. Utilizando uma especificação técnica para uma embarcação similar em termos de função, proposta pela PETROBRAS, buscou-se conceber dois conceitos leves e rápidos, um monocasco e o outro um catamarã, capazes de realizar as operações com os ROVs.

## **1.1 ESTRUTURA DO RELATÓRIO**

O presente relatório está dividido em 16 capítulos de forma a apresentar os resultados obtidos em cada etapa do projeto para ambos os conceitos de embarcação. Os capítulos que seguem apresentam o conteúdo conforme descrito.

O capítulo 2 apresenta os requisitos de projeto, como a área de atuação das embarcações, o estudo das condições climáticas encontradas nessa região, como o regime de ventos e ondas, além dos principais equipamentos envolvidos.

O terceiro capítulo relaciona os equipamentos selecionados, comuns aos dois navios, apresentando suas principais características. No capítulo 4 são mostradas as geometrias dos cascos para os dois conceitos. No capítulo 5 calcula-se a resistência ao avanço através de diferentes métodos. No capítulo 6 o sistema propulsivo das embarcações é definido com base nos resultados de resistência obtidos.

No sétimo capítulo são apresentadas a superestrutura e o arranjo geral para cada um dos conceitos, bem como a definição dos equipamentos de fundeio. No oitavo capítulo são apresentados os cálculos referentes ao posicionamento dinâmico e é feita a seleção dos *bow thrusters* que irão auxiliar no equilíbrio das forças ambientais. No nono capítulo é apresentado o peso dos equipamentos e o centro de gravidade de cada conceito de navio.

No capítulo 10 é realizada subdivisão dos volumes internos, definindo o tamanho da praça de máquinas, a posição de anteparas dos tanques de colisão, a altura

de fundo duplo e os limites dos tanques de consumíveis, de forma a comportar os volumes necessários durante a operação.

No capítulo 11 é realizada a síntese estrutural, aonde são definidas as dimensões dos chapeamentos e reforçadores, para cada caso, conforme o livro de regras da sociedade classificadora utilizada. São apresentados, também, os cálculos referentes à resistência longitudinal e ao peso da estrutura e seu centro de gravidade.

No décimo segundo capítulo são mostrados o peso leve e seu centro de gravidade para ambos os conceitos. No décimo terceiro capítulo são apresentados os critérios e cálculos de equilíbrio e estabilidade para cada embarcação.

O capítulo 14 apresenta os testes realizados para o comportamento no mar, para cada navio. O décimo quinto capítulo apresenta as conclusões do trabalho, em relação aos resultados obtidos por ambos os conceitos, e o capítulo 16 mostra as referências utilizadas.

## **2. REQUISITOS DE PROJETO**

Como requisitos básicos, as embarcações projetadas deverão atuar na região da Baía de Santos, litoral do estado do Rio de Janeiro, terão cerca de trinta metros de comprimento total para melhor se movimentar em meio à congestão de linhas de ancoragem e tubos provenientes das plataformas, entre 300 e 400 toneladas de deslocamento, deverão atingir 16 nós na velocidade de serviço que, em conjunto com a restrição de comprimento, as obriga a ser do tipo semi-planeio, além de possuir duas opções para o lançamento dos ROVs: uma pela popa ou costado e outra pelo *moonpool*, abertura vertical no fundo do casco e no convés do navio, provida de mecanismos para abertura e fechamento. Seguem abaixo os requisitos do projeto.

- Área de atuação: Baía de Santos
- Concepções leves de RSV
- Cerca de 30 metros de comprimento
- $V_s = 16$  nós
- *Moonpool*
- 2 ROVs para inspeção e trabalho
- Sistema de lançamento dos ROVs

- Guindaste
- Sistema de geração de energia
- Sistema propulsivo
- Sistema posicionamento dinâmico

## 2.1. ÁREA DE ATUAÇÃO

Como local de atuação para a embarcação, foi escolhida a região da Bacia de Santos, figura 1, que abrange os estados do Rio de Janeiro e São Paulo, tem capacidade de produção diária de 1.070.000 barris de petróleo, área total de 115.800 km<sup>2</sup>, possui 826 poços exploratórios e 39 campos, dentre os quais o campo de Marlin que produz sozinho diariamente 567.000 barris de petróleo.

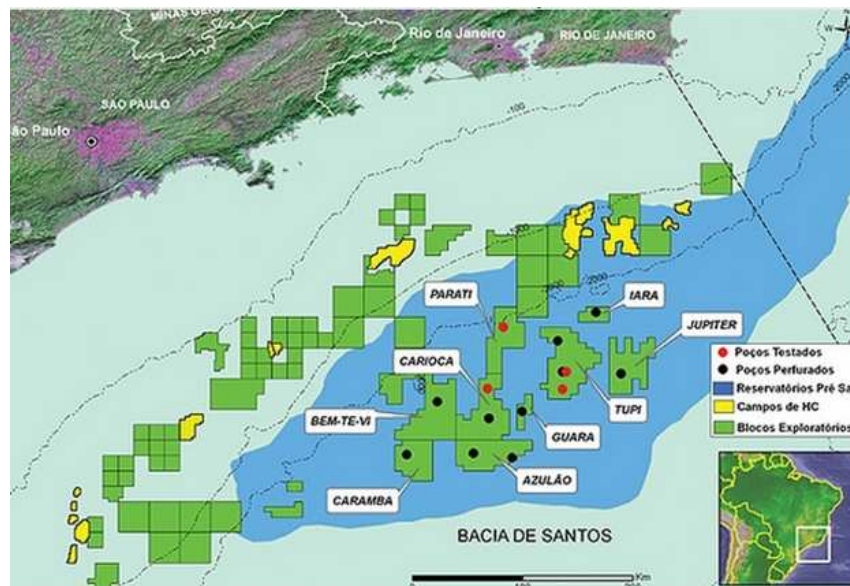


Figura 1: Região da Bacia de Santos. *Fonte: [1]*

### 2.1.1. CONDIÇÕES CLIMÁTICAS

Para determinar as condições climáticas na região de interesse foi utilizado um estudo do INPE – Instituto Nacional de Pesquisas Espaciais [2] com dados obtidos entre os anos de 1997 e 2009. No litoral do Rio de Janeiro, área 4, foram coletados dados conforme os pontos 19 e 20 localizados na latitude 24°S e nas longitudes 43°W e 42°W, respectivamente, de acordo com a figura 2.

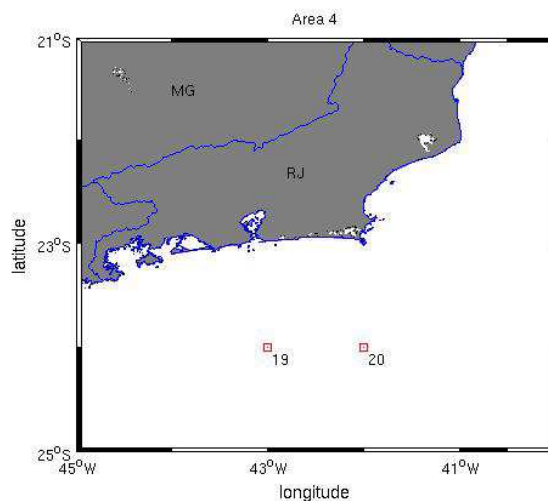


Figura 2: Pontos de coleta de dados

A figura 3 mostra a média da altura significativa das ondas na área 4, de acordo com a direção e os meses do ano. Podemos observar que nos meses de maio, nas direções SO e S, e no mês de agosto, na direção NE foram registradas médias atingindo cerca de 1,5 metros.

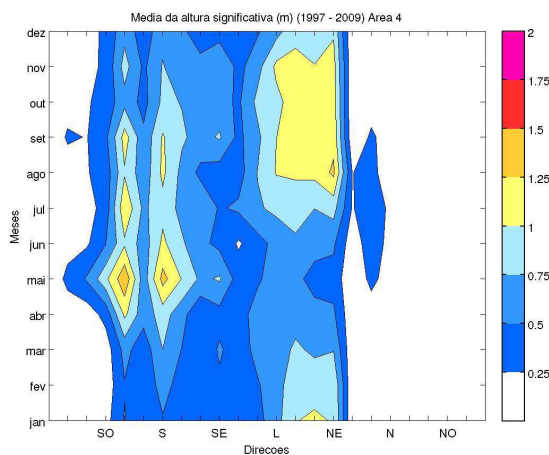


Figura 3: Média da altura significativa das ondas na região do litoral do estado do Rio de Janeiro

A figura 4 apresenta a média do período de pico na área 4. Observa-se que o período médio na direção da maior altura de onda significativa, entre SO e S, se encontra entre 12 e 14 segundos. Como referência, será adotado o valor de 12 segundos como sendo o período médio das ondas na região.

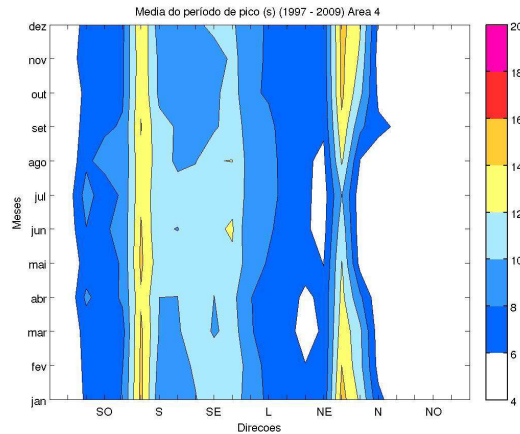


Figura 4: Período médio de pico na região do litoral do estado do Rio de Janeiro

De acordo com o estudo de referência, os meses que compreendem a estação da Primavera apresentam os ventos com maiores intensidades na região de atuação das embarcações. A figura 5 apresenta a média das velocidades do vento, em metros por segundo, no litoral do Brasil. Conforme se observa, as velocidades atingem cerca de 8 m/s, ou 15,55 nós, no litoral do estado do Rio de Janeiro.

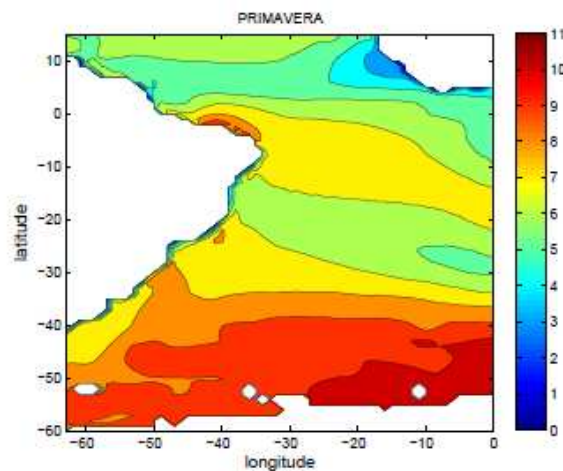


Figura 5: Média da intensidade dos ventos (m/s) no litoral do Brasil no período de 1997 a 2009, na Primavera

## 2.2. EQUIPAMENTOS ENVOLVIDOS

Para a realização das operações típicas dos navios de apoio aos ROVs é necessário que alguns equipamentos básicos sejam considerados. Devido às restrições impostas pelo projeto com relação às dimensões limitadas tornou-se necessária a

seleção dos equipamentos essenciais para o serviço. Através de pesquisa utilizando concepções semelhantes chegou-se à conclusão de que devem estar presentes na embarcação os seguintes equipamentos:

### **EQUIPAMENTO ROV**

A embarcação deve possuir dois veículos operados remotamente (ROV) para operação e observação, autopropeledidos, construídos para atividades em lâminas d'água de cerca de 2500 metros, figura 6.

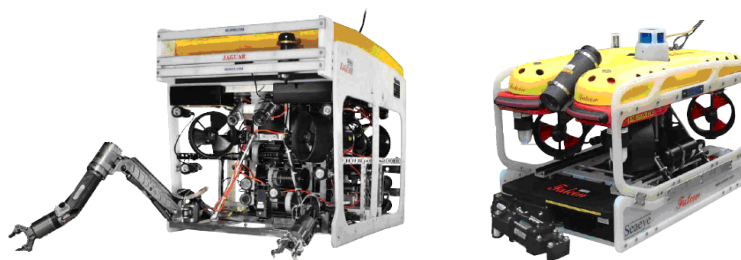


Figura 6: Exemplo de ROVs de trabalho (esq.) e observação( dir.).

### **GUINCHOS**

Para auxílio com a movimentação dos cabos e umbilicais pertencentes aos ROVs, serão incluídos dois guinchos elétricos, um em cada bordo da embarcação, conforme figura 7.



Figura 7: Exemplo de guincho utilizado na movimentação de cabos

### **MOONPOOL**

Ambas as concepções devem possuir uma abertura na linha de centro, próxima ao centro de gravidade, conhecida como *moonpool* e exemplificada na figura 8, utilizada para fazer o lançamento dos ROVs em condições ambientais menos favoráveis.

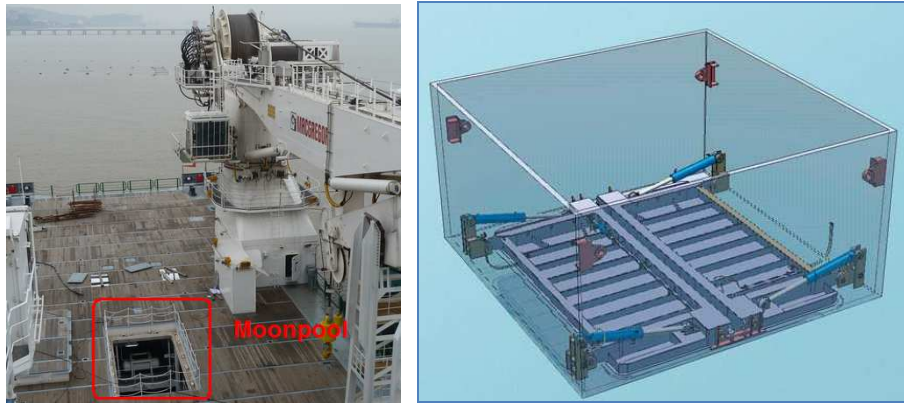


Figura 8: Moonpool instalado em um navio (esq.), mecanismo de abertura (dir.)

### SISTEMA DE LANÇAMENTO A-FRAME

Para realizar o lançamento do ROV através do *moonpool* foi adotado o sistema *A-Frame* (figura 9) pela facilidade na operação e a maior simplicidade dos mecanismos envolvidos.

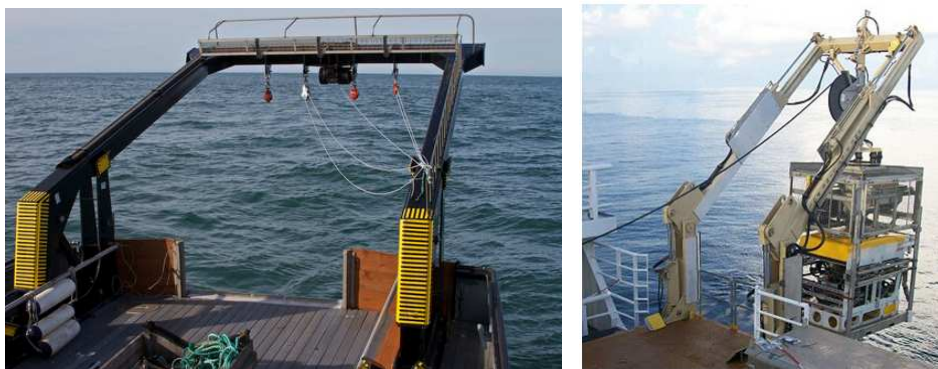


Figura 9: Exemplo do Sistema A-Frame na popa (esq.) e no costado (dir.)

### GUINDASTE DE SERVIÇO

Ambas as embarcações devem possuir um guindaste de serviço, utilizado como opção para lançar e recolher o equipamento ROV até a profundidade determinada e na movimentação de pequenas cargas como rancho, lixo, peças, sobressalentes e pequenos equipamentos (figura 10).



Figura 10: Exemplo de guindaste de serviço para a operação dos equipamentos dos ROV's

### **SISTEMA DE POSICIONAMENTO DINÂMICO:**

Permite que a embarcação, sob a ação de forças ambientais relacionadas ao vento, correnteza e ao movimento das ondas, mantenha uma posição pré determinada dentro de certo raio de operação, durante todo o serviço com os ROVs, através de um sistema que integra os propulsores principais e os laterais ao sistema de navegação e referência.

### **CONJUNTO DIESEL GERADOR:**

As embarcações devem possuir dois conjuntos diesel-geradores (gerador principal e de porto/emergência) para fornecer energia elétrica durante a navegação, manipulação das escotilhas do *moonpool* e as operações realizadas com os ROVs, como o lançamento e retirada da água através do *A-Frame* e do guindaste de serviço, além de manter o funcionamento dos equipamentos eletrônicos e de navegação.


## **3. CARACTERÍSTICAS DOS EQUIPAMENTOS UTILIZADOS**

Abaixo seguem as características dos equipamentos em comum que serão adotados para ambos os conceitos.




### 3.1 EQUIPAMENTO ROV DE TRABALHO

Através de pesquisa foram obtidas as informações referentes ao ROV de trabalho apresentadas na figura 11:



**SEAEYE JAGUAR SPECIFICATIONS**

SPECIFICATIONS	
Depth rating	3000 msw (option to 6000 msw)
Length	2200 mm
Height	1500 mm
Width	1325 mm
Launch weight	2100 kg
Forward speed	> 3 knots
Thrust forward	325 kgf
Thrust lateral	290 kgf
Thrust vertical	225 kgf
Payload	225 kg
Through frame lift	1 Te
Tooling circuit	24 kW
Manipulator circuit	5 kW
Instrumentation power - 24 VDC	2 kW
Instrumentation power - 110 VAC, 50 Hz	2 kW
Depth accuracy & resolution	0.01% / 1 x 10 <sup>4</sup>
Heading accuracy & resolution	±1° / 0.351°



SYSTEM POWER REQUIREMENTS	
Input	3-phase 380-480 VAC, 50/60 Hz
ROV + Tooling	75 kVA
TMS	8 kVA
TMS propulsion (option)	28 kVA
LARS (typical)	150 kVA

Figura 11: Características do ROV de trabalho selecionado. Fonte [3]

### 3.2 EQUIPAMENTO ROV DE OBSERVAÇÃO

Através de pesquisa foram obtidas as informações referentes ao ROV de observação apresentadas na figura 12:



**SEAEYE FALCON & FALCON DR SPECIFICATIONS**

SPECIFICATIONS	FALCON DR
System power requirements	Single phase 100-270 VAC at 2.8 kW
Maximum umbilical length	1100 m
Depth rating	1000 msw
Length	1055 mm
Height	635 mm
Width	600 mm
Launch weight	100 kg
Forward speed	> 3 knots
Thrust forward	50 kgf
Thrust lateral	28 kgf
Thrust vertical	13 kgf
Payload	15 kg



Figura 12: Características do ROV de observação selecionado. Fonte [4]

### 3.3 GUINCHOS ELÉTRICOS

Conforme pesquisa realizada, foram selecionados dois dos seguintes guinchos para o auxílio na movimentação de cabos, conforme figura 13:



Series 4WS3M10 shown with clutch

model number	model number extensions			clutch option	motor hp	load rating(lb)			wire rope dia.(in)	line speed(fpm)		drum capacity(ft) <sup>1</sup>			approx. ship wt.(lb)
	load rating	line speed	motor codes			1st layer	mid drum	full drum		1st layer	full drum	1st layer	mid drum	full drum	
clutch option for 4WS3M10 (for horizontal pulling only)															
														add:	8
4WS6M12	3000	10	D, E, F	C	1.5	3400	2200	1600	3/8	12	25	40	300	660	515
4WS6M12	3000	20	B, D, E, F	C	2	3100	2000	1500	3/8	20	42	40	300	660	530
4WS6M12	4000	10	B, D, E, F	C	2	4500	2900	2100	7/16	12	25	34	220	500	530
4WS6M12	4000	20	D, E, F	C	3	4000	2500	1900	7/16	24	50	34	220	500	540
4WS6M12	6000	4	A, B, D, E, F	C	1	6200	4000	3000	1/2	4	8	30	170	390	535
4WS6M12	6000	10	D, E, F	C	3	6400	4200	3100	9/16	12	25	26	140	310	540
4WS6M12	6000	20	D, E, F	C	5	6400	4200	3100	9/16	24	50	26	140	310	585

Figura 13: Características do ROV de observação selecionado.

### 3.4 GUINDASTE DE SERVIÇO

Através de pesquisa foram obtidas as informações referentes ao guindaste de serviço apresentadas na figura 14:

## Palfinger

### systems

# Crane systems

## Marine Cranes

### PK 46002 M

■ Lifting capacity			■ Lifting moment	
1.0 m	147.2 kN	15000 kg	384.6 kNm	39.2 mt
4.1 m	93.2 kN	9500 kg	Max. hydraulic outreach	21.0 m
5.8 m	66.4 kN	6770 kg	Max. manual outreach	25.0 m
7.6 m	51.0 kN	5200 kg	Slewing angle	endless
9.6 m	38.8 kN	3960 kg	Operating pressure	315 bar
11.6 m	29.9 kN	3050 kg	Dead weight	3400 kg
13.9 m	22.6 kN	2300 kg		

Figura 14: Características do guindaste selecionado. Fonte [5]

### 3.5 A-FRAME

Para realizar o lançamento e o recolhimento do ROV pela abertura do *moonpool* foi escolhido, através de pesquisa, o sistema LARS (ROV *Launch and Recovery Systems*), que integra o *A-Frame*, o guincho e a base de fixação para o ROV (figura 15).

## Seeye launch & recovery systems (LARS) - 'A' frame system

### SPECIFICATIONS

	1K6-3.2
<b>WINCH</b>	
Umbilical winch cable storage capacity	1600 m
Umbilical cable diameter	32 mm
Umbilical winch dynamic pull, at 1st layer of cable	5.89 Te
Umbilical winch dynamic pull at 8/9th layer of cable	3.2 Te
Umbilical winch mean recovery speed	0.5 m/s
<b>ELECTRO-HYDRAULIC POWER UNIT</b>	
Hydraulic fluid reservoir capacity	265 L
Hydraulic fluid type	ISO VG 32
Electrical supply type	3 ph
Voltage / frequency	50 Hz 380 or 415V
Electric motor power	37 kW
Cooling water flow required (sea water)	80 LPM
Maximum cooling water inlet temperature	30°C
<b>A' FRAME AND SKID UNIT</b>	
Maximum outboard reach	3500 mm
Nominal host vessel bulwark height transit capability	2000 mm
Effective SWL (for certification purposes)	3.2 Te
Design amplification factor	3.0
<b>INTEGRATED SYSTEM</b>	
Overall length	4750 mm
Overall width, over mounting weldments	3100 mm
Transport width	2900 mm
Maximum height over A frame in operation	6808 mm
Transportation height	2375 mm
Self weight including oil fill	8.9 Te
Gross weight including umbilical cable	13.2 Te




Figura 15: Características do *A-Frame* adotado. Fonte [6]

### 3.6 DIESEL GERADORES

Na figura 16 estão apresentadas as características dos grupos geradores selecionados.

Electronic Control System **HEAT EXCHANGER/KEEL COOLED** **C18 ACERT GENERATOR SET**



**RATINGS AND FUEL CONSUMPTION**

Generator Set						
	ekW @ .8pf	kVA	rpm	U.S. g/h	g/bkW-hr	EPA - IMO - EU
<b>60 Hertz</b>	340	425	1800	25.4	217.0	T2C - II - CC2
	<b>LG</b>			<b>H</b>		<b>W</b>
<b>min.</b>	119.7 in/3040 mm			61.3 in/1557.5 mm		45.3 in/1150.9 mm
<b>max.</b>	121.1 in/3075.5 mm			61.3 in/1557.5 mm		51.2 in/1300.9 mm
<b>In-line 6, 4-Stroke-Cycle Diesel</b>						
<b>Aspiration</b>	TA, TTA					
<b>Bore x Stroke</b>	5.7 x 7.2 in		145 x 183 mm			
<b>Displacement</b>	1106 cu in		18.1 liter			
<b>Rotation (from flywheel end)</b>	Counterclockwise					
<b>Generator set weight (approx)</b>	9280-10,275 lb			4209-4661 kg		

Figura 16: Dimensões dos grupos diesel-geradores selecionados. Fonte [7]

## 4 CRIAÇÃO DA FORMA

Para a criação da forma deve-se decidir sobre qual tipo de casco utilizar: deslocamento, semi-planeio ou planeio. Conforme a figura 17, que apresenta uma curva típica de variação da razão resistência total ao avanço/Peso como função da razão velocidade/comprimento e dos diferentes tipos de casco [8], percebe-se que em determinados casos devido à limitações físicas, para aumentar a velocidade do navio, é necessário utilizar outro conceito de força de sustentação.

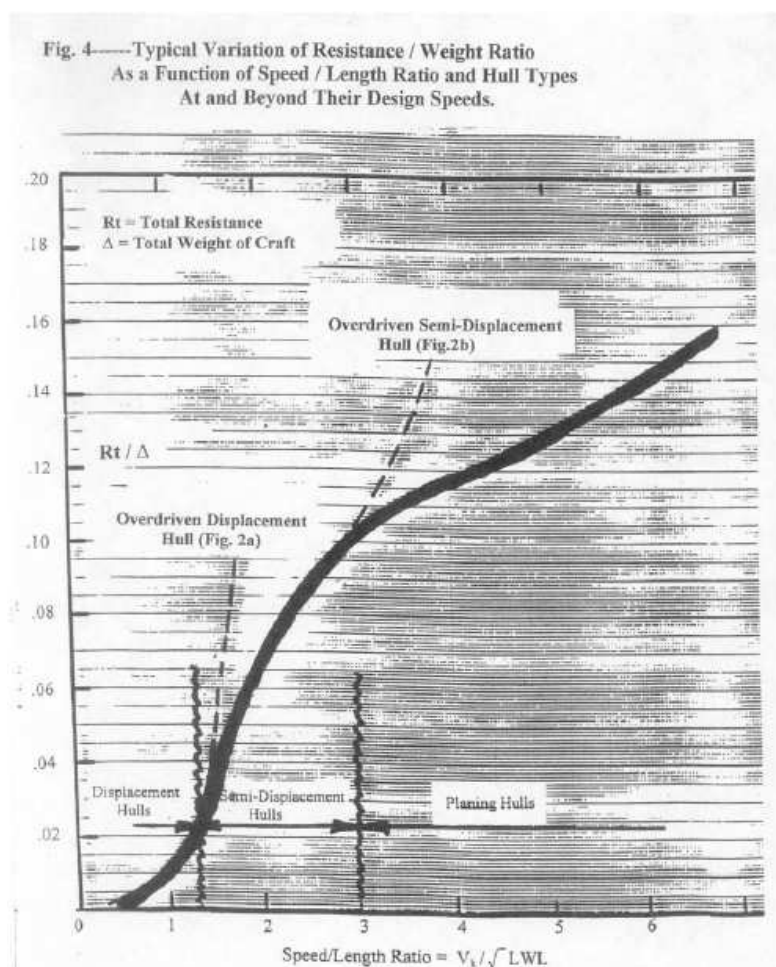


Figura 17: Curva típica de variação da razão resistência/deslocamento como função da velocidade para diferentes tipos de casco. *Fonte [8]*

Sendo assim, calcula-se o número de Taylor ( $V$  em nós e  $L_{wl}$  em pés), a razão apresentada na equação 4.1, através do comprimento de linha d'água considerado, 30 metros, e da velocidade de serviço adotada.

$$\text{Razão Velocidade/ Comp. Linha d' água} = V / \sqrt{L_{WL}} \quad (\text{Eq. 4.1})$$

$$\text{Razão Velocidade/ Comp. Linha d' água} = \frac{16[\text{nós}]}{\sqrt{100[\text{ft}]}} \quad (\text{Eq. 4.2})$$

$$V / \sqrt{LWL} = 1,6 \quad (\text{Eq. 4.3})$$

Que equivale ao número de Froude,  $F_n$ , calculado de acordo com a fórmula apresentada na equação 4.4, abaixo:

$$F_n = \frac{V [m/s]}{\sqrt{g [m/s^2] LWL [m]}} \quad (\text{Eq. 4.4})$$

$$F_n = \frac{16 [\text{nós}] * 0,5144 \frac{[m/s]}{[\text{nós}]}}{\sqrt{9,81 [m/s^2] * 30,48 [m]}} \quad (\text{Eq. 4.5})$$

Sendo assim:

$$F_n = \mathbf{0,48} \quad (\text{Eq. 4.6})$$

De acordo com a figura 18, que apresenta o padrão das ondas geradas com relação à razão velocidade/comprimento de linha d'água [8], quando essa razão atinge o valor de 1,34, o comprimento da onda formada pelo casco ao se deslocar é do tamanho do comprimento de linha d'água do navio. Esse ponto representa então o limite superior para a utilização de cascos com sustentação do tipo deslocamento, ou seja, a partir daí e até o valor da mesma razão atingir 3, deve-se optar por um casco do tipo semi-planeio.

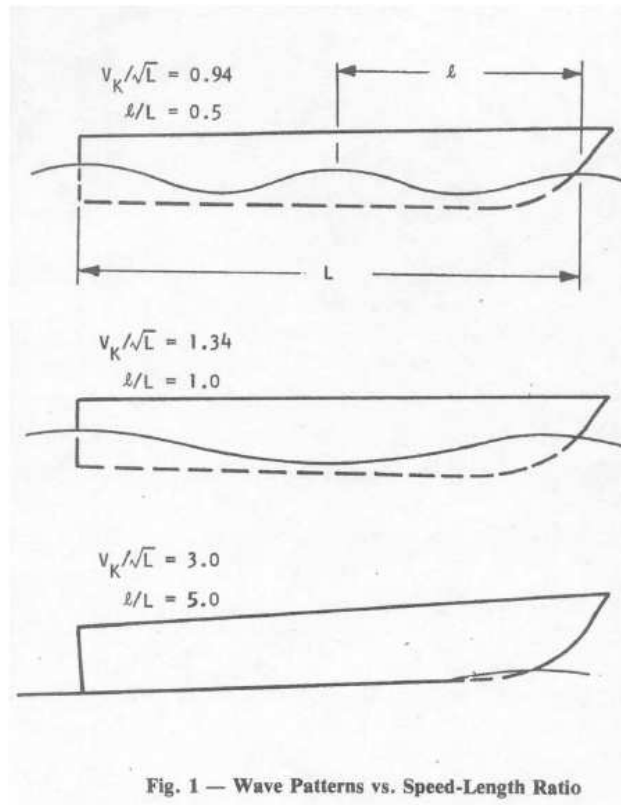


Figura 18: Padrão de ondas em relação à razão velocidade/comprimento. Fonte [8]

Para determinar a geometria foi escolhida uma série experimental de cascos rápidos, do tipo deslocamento e com o bojo arredondado ou *round-bilged* [9]. De acordo com o apresentado no estudo utilizado como referência, essas séries lidam com navios que irão operar entre  $F_n = 0,3 - 1,9$  ( $V/\sqrt{LWL} = 1,0 - 4,0$ ) e possui as seguintes características:

- Linhas retas e finas a vante
- Popa do tipo *transom*
- O corpo de ré incorpora seções com o bojo arredondado
- As balizas no corpo de ré são em geral retas com uma pequena inclinação

Podem ser citados como exemplos de embarcações que utilizam essas séries, os barcos patrulha, lanchas e barcos de trabalho, *river boats*, assim como navios com a forma aproximada de *destroyers*, como as corvetas e fragatas.

#### 4.1 MONOCASCO (320 D)

Para a escolha do modelo optou-se por aquele que apresentasse a menor relação L/B, comprimento/boca, e que fosse capaz de deslocar 320 toneladas. Seguem as características do casco selecionado:

##### Modelo: 320 D

$$L = 30,48 \text{ m}$$

$$Bwl = 9,144 \text{ m}$$

$$L/B = 3,3$$

$$M_{\text{CIRCULAR}} (L/\nabla^{1/3}) = 4,47$$

$$D (\text{meia nau}) = 5,23$$

$$T = 2,865 \text{ m}$$

$$\text{Deslocamento} = 320 \text{ ton}$$

Para criar o modelo tridimensional da embarcação foi inserido, como plano de fundo no programa *Freeship*, o plano de balizas do casco adotado, de forma a permitir que as seções do navio virtual se sobrepusessem às seções retiradas da série sistemática, chegando aos resultados apresentados nas figuras 19 e 20.

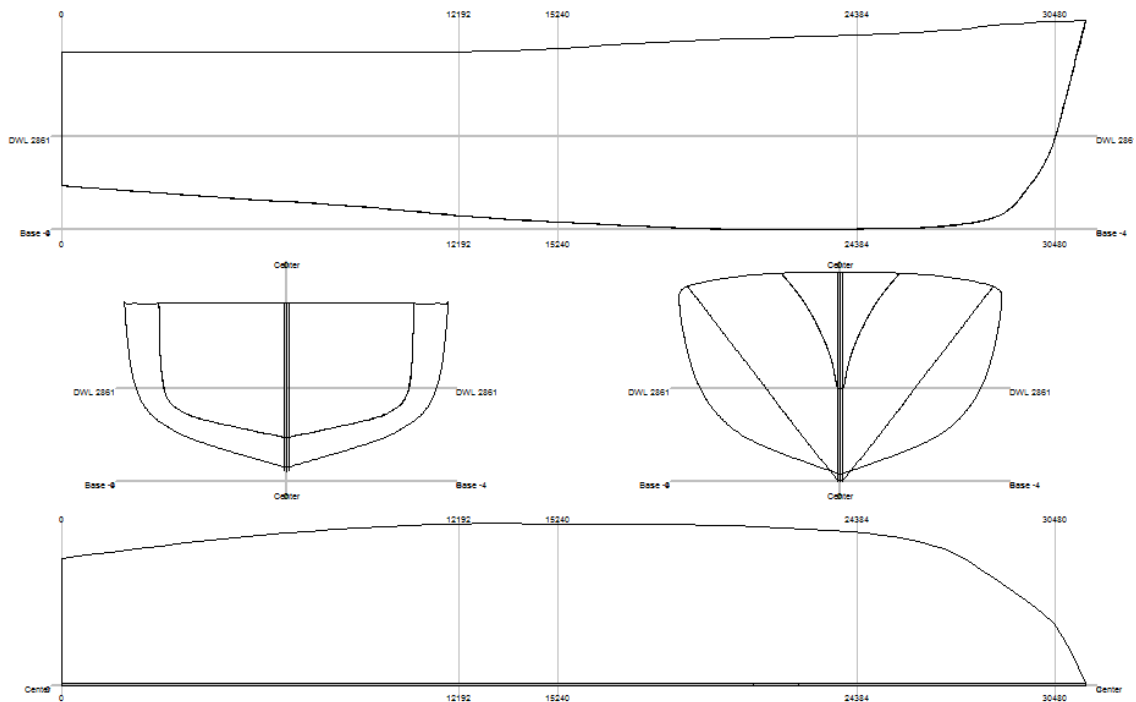


Figura 19: Plano de linhas do modelo 320 D

Design length	:	30.480	[m]
Length over all	:	31.418	[m]
Design beam	:	9.144	[m]
Midship Depth	:	5.317	[m]
Beam over all	:	9.935	[m]
Design draft	:	2.865	[m]
Midship location	:	15.240	[m]
water density	:	1.025	[t/m3]
Appendage coefficient	:	1.0000	
Volume properties:			
Displaced volume	:	315.06	[m3]
Displacement	:	322.94	[tonnes]
Total length of submerged body	:	30.488	[m]
Total beam of submerged body	:	9.207	[m]
Block coefficient	:	0.3918	
Prismatic coefficient	:	0.6958	
Vert. prismatic coefficient	:	0.5236	
wetted surface area	:	279.48	[m2]
Longitudinal center of buoyancy	:	13.226	[m]
Longitudinal center of buoyancy	:	-6.606	[%]
Vertical center of buoyancy	:	1.977	[m]
Midship properties:			
Midship section area	:	14.853	[m2]
Midship coefficient	:	0.5631	
waterplane properties:			
Length on waterline	:	30.488	[m]
Beam on waterline	:	9.207	[m]
waterplane area	:	210.01	[m2]
waterplane coefficient	:	0.7482	
waterplane center of floatation	:	12.649	[m]
Entrance angle	:	90.000	[degr.]
Transverse moment of inertia	:	1117.6	[m4]
Longitudinal moment of inertia	:	11688	[m4]
Initial stability:			
Transverse metacentric height	:	5.524	[m]
Longitudinal metacentric height	:	39.074	[m]
Lateral plane:			
Lateral area	:	71.517	[m2]
Longitudinal center of effort	:	16.252	[m]
Vertical center of effort	:	1.640	[m]

Figura 20: Características do modelo 320 D

## 4.2 CATAMARÃ (150 A)

Para definir a forma da embarcação do tipo catamarã foi selecionada, na série sistemática, o casco com deslocamento de 150 toneladas e com a maior relação  $L/B$ , comprimento/boca, referente ao modelo 150 A. Abaixo seguem suas características:

### Modelo: 150 A

$$L = 30,48 \text{ m}$$

$$B = 4,88 \text{ m}$$

$$L/B = 6,25$$

$$M_{\text{CIRCULAR}} (L/\nabla^{1/3}) = 5,76$$

$$D \text{ (meia nau)} = 4,53 \text{ m}$$

$$T = 2,518 \text{ m}$$

$$\text{Deslocamento} = 150 \text{ ton}$$



Da mesma forma como foi feito para a embarcação monocasco, utilizou-se o plano de balizas, fornecido pela série sistemática, como plano de fundo para determinar as seções do modelo virtual através do programa *Freeship*, chegando aos resultados apresentados nas figuras 21 e 22.

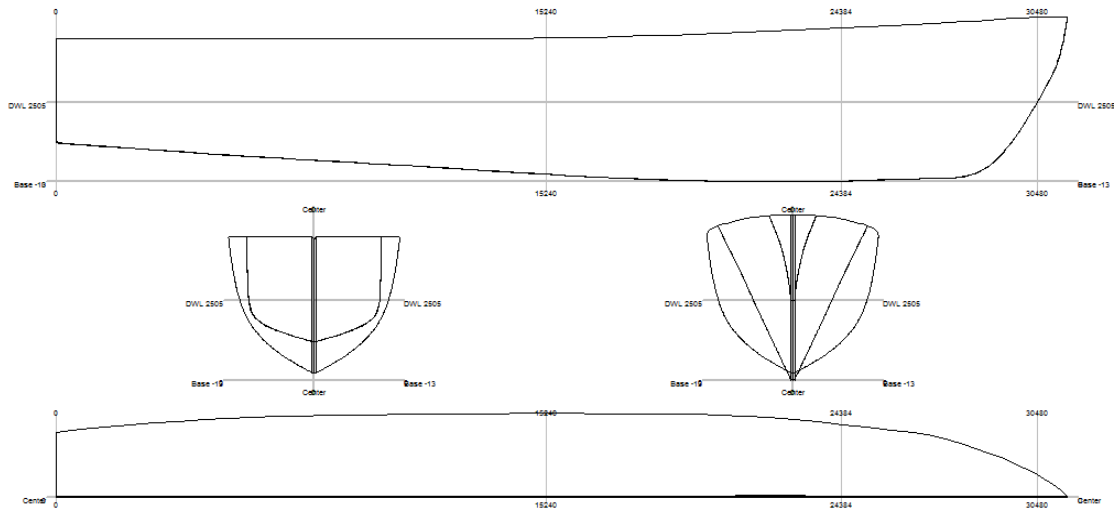


Figura 21: Plano de linhas do modelo 150 A

Design length	:	30.480	[m]
Length over all	:	31.418	[m]
Design beam	:	2.438	[m]
Midship depth	:	4.530	[m]
Beam over all	:	5.332	[m]
Design draft	:	2.518	[m]
Midship location	:	15.240	[m]
Water density	:	1.025	[t/m <sup>3</sup> ]
Appendage coefficient	:	1.0000	
Volume properties:			
Displaced volume	:	147.21	[m <sup>3</sup> ]
Displacement	:	150.89	[tonnes]
Total length of submerged body	:	30.484	[m]
Total beam of submerged body	:	4.934	[m]
Block coefficient	:	0.3887	
Prismatic coefficient	:	0.7064	
vert. prismatic coefficient	:	0.5209	
wetted surface area	:	183.88	[m <sup>2</sup> ]
Longitudinal center of buoyancy	:	13.217	[m]
Longitudinal center of buoyancy	:	-6.636	[%]
vertical center of buoyancy	:	1.737	[m]
Midship properties:			
Midship section area	:	6.836	[m <sup>2</sup> ]
Midship coefficient	:	0.5502	
Waterplane properties:			
Length on waterline	:	30.484	[m]
Beam on waterline	:	4.934	[m]
waterplane area	:	112.24	[m <sup>2</sup> ]
waterplane coefficient	:	0.7461	
waterplane center of floatation	:	12.596	[m]
Entrance angle	:	89.994	[degr.]
Transverse moment of inertia	:	171.74	[m <sup>4</sup> ]
Longitudinal moment of inertia	:	6209.9	[m <sup>4</sup> ]
Initial stability:			
Transverse metacentric height	:	2.904	[m]
Longitudinal metacentric height	:	43.921	[m]
Lateral plane:			
Lateral area	:	62.496	[m <sup>2</sup> ]
Longitudinal center of effort	:	16.263	[m]
vertical center of effort	:	1.444	[m]

Figura 22: Características do modelo 150 A

## 5 RESISTÊNCIA AO AVANÇO

Todo corpo, imerso em um fluido, ao se mover em uma determinada velocidade experimenta uma força oposta a este movimento, aqui chamada de resistência ao avanço. A potência necessária para vencer essa resistência é chamada de Potência Efetiva,  $P_E$ , e é calculada conforme a equação 5.1:

$$P_E = R_T V \quad (\text{Eq.5.1})$$

Onde:

$P_E$  = Potência Efetiva

$R_T$  = Resistência Total

$V$  = Velocidade de serviço

Essa resistência total é formada por um número de diferentes componentes, causadas por uma variedade de efeitos que interagem uns com os outros, de uma maneira bastante complicada. Para simplificar essa questão é usual considerar a resistência em águas calmas como sendo composta de quatro principais componentes:

- a) Resistência friccional devido ao movimento do casco em um meio viscoso.
- b) Resistência de formação de ondas devido à energia que deve ser constantemente suprida para o sistema de ondas criado na superfície da água enquanto o navio se movimenta.
- c) Resistência de formação de vórtices ou pressão viscosa, devido à energia dissipada pelos vórtices provenientes do casco e demais apêndices.
- d) Resistência do ar percebida pela parte do navio acima da linha d'água, devido ao movimento de avanço.

Para a análise da resistência ao avanço dos cascos modelados foram utilizadas três ferramentas que, posteriormente, terão seus resultados comparados com aqueles apresentados pela curva de resistência ao avanço da série sistemática, obtida através dos ensaios de reboque em tanques de prova. Serão testados o método de Holtrop, J.,

[10,11] através do programa *Hullspeed* e da planilha Holtrop, além da teoria do corpo esbelto utilizada no programa Michlet.

- **ANÁLISE ESTATÍSTICA**

- **MÉTODO DE HOLTROP**

Em 1984, Holtrop, J., apresentou uma alteração em seu método de estimativa da resistência ao avanço. Fez isso por perceber que o método anterior se mostrava insuficientemente preciso para algumas classes de navios, especialmente para aqueles de altas velocidades, que apresentavam o número de Froude maior do que 0,5.

## **FERRAMENTAS**

- **PLANILHA HOLTROP**

Utilizando uma planilha Excel, programada de acordo com o artigo escrito por Holtrop, J., foram obtidos os valores das estimativas da resistência total ao avanço, para a faixa de velocidades de 1 a 40 nós, de ambos os cascos 320 D e 150 A.

- **PROGRAMA *HULLSPEED***

Para a utilização do programa *HullSpeed* como ferramenta para a análise da resistência ao avanço, foi preciso importar as formas modeladas no programa *FreeShip* para o programa *Maxsurf*. Utilizando a mesma faixa de velocidades, de 1 a 40 nós, foram obtidos os valores de interesse.

- **ANÁLISE NUMÉRICA**

- **MÉTODOS NUMÉRICOS**

## **FERRAMENTAS**

- **PROGRAMA *MICHLET 8.05***

Através do programa livre *Michlet 8.05* [12] serão obtidos os valores da resistência ao avanço para ambos os cascos, em diferentes velocidades. Para isso o programa a desmembra em componentes, e as calcula separadamente. A resistência

friccional foi calculada baseada na proposta do ITTC 57 (*International Towing Tank Conference*), e a resistência de formação de ondas, na teoria do corpo esbelto de Michell acrescida pelos efeitos do espelho de popa e do descolamento da camada limite.

- **ANÁLISE EXPERIMENTAL**

- **TESTES DE REBOQUE**

## FERRAMENTAS

### - SÉRIE SISTEMÁTICA

Em um tanque de reboque foram testados os modelos reduzidos dos cascos da série proposta e os resultados da resistência total ao avanço foram devidamente obtidos [9].

## 5.1 COMPARAÇÃO ENTRE AS FERRAMENTAS

Com os valores da resistência total, obtidos através dos diferentes métodos e ferramentas, é possível representar as curvas para uma comparação dos resultados fornecidos. Dessa forma:

### CASCO 320 D

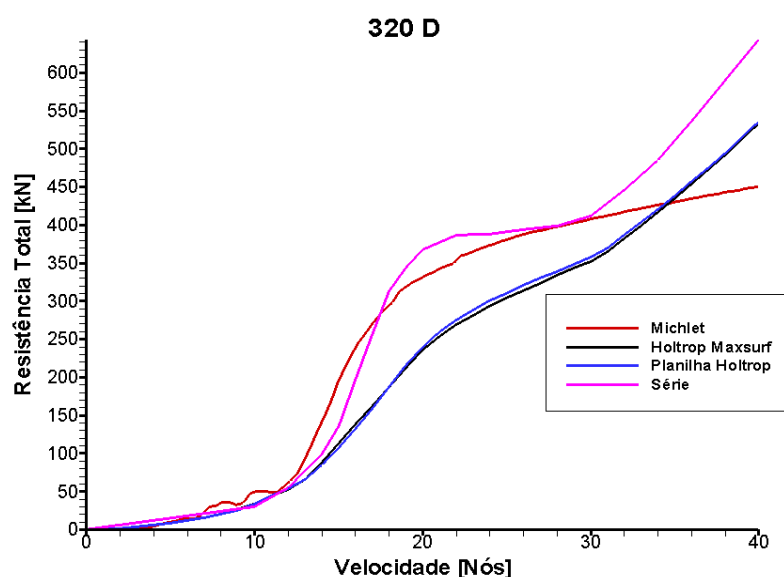


Figura 23: Comparação entre os valores obtidos da resistência ao avanço total para o casco 320D

Para o modelo 320 D, observando a figura 23, percebe-se que os resultados fornecidos pelo programa *Michlet* são os que seguem mais a tendência da curva referente à série sistemática, até aproximadamente 30 nós, em relação às outras ferramentas. A partir dessa velocidade os resultados começam a divergir e o método de Holtrop, J., utilizado em duas ferramentas diferentes, passa a acompanhar de forma mais similar a forma da curva obtida pelos ensaios de reboque.

### CASCO 150 A

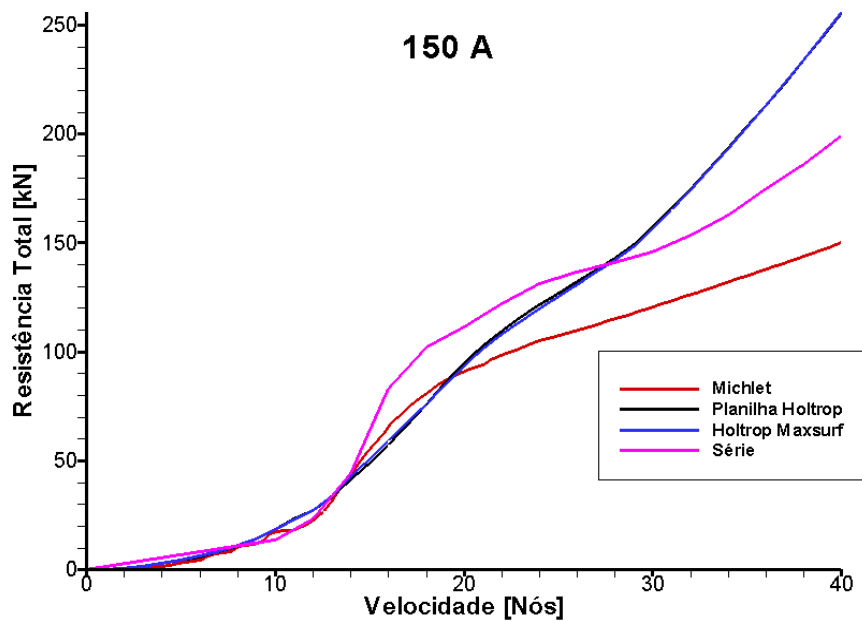


Figura 24: Comparação entre os valores obtidos da resistência ao avanço total para o casco 150A

Comparando os resultados obtidos para o modelo 150 A, figura 24, novamente percebe-se que o programa *Michlet* foi a ferramenta que melhor acompanhou a tendência apresentada pela curva obtida com os resultados retirados dos ensaios de reboque, para toda a faixa de velocidade testada.

Calculando a diferença dos valores obtidos entre os diferentes métodos e os resultados das séries sistemáticas para cada casco, obtêm-se os gráficos apresentados nas figuras 25 e 26.

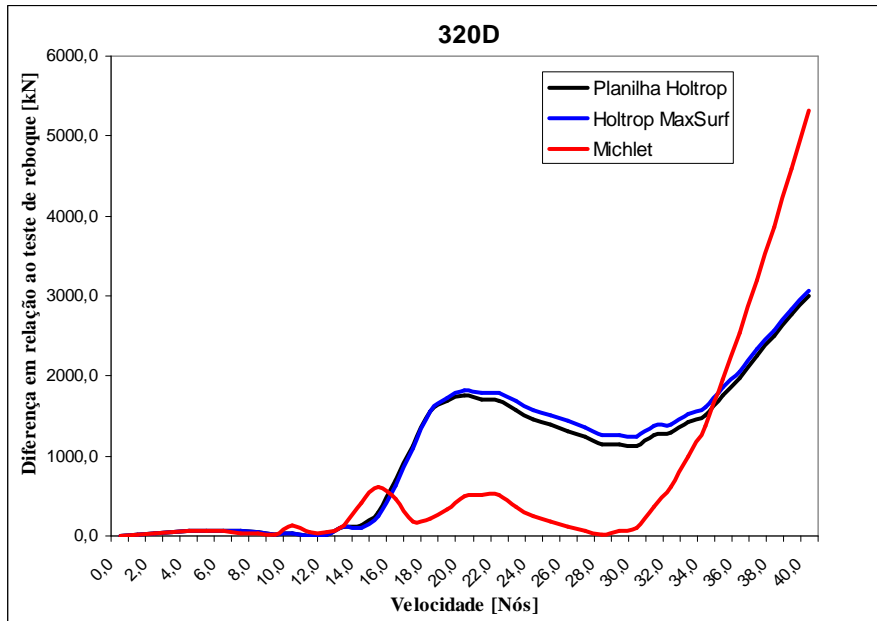


Figura 25: Comparação da diferença entre os valores de resistência ao avanço calculados e aqueles obtidos através dos ensaios de reboque para o casco 320 D

Observando o gráfico contendo as diferenças entre os resultados obtidos para o modelo 320 D, figura 25, percebe-se que o programa *Michlet* calcula valores de resistência total mais próximos aos resultados obtidos através dos ensaios de reboque em comparação aos outros métodos testados.

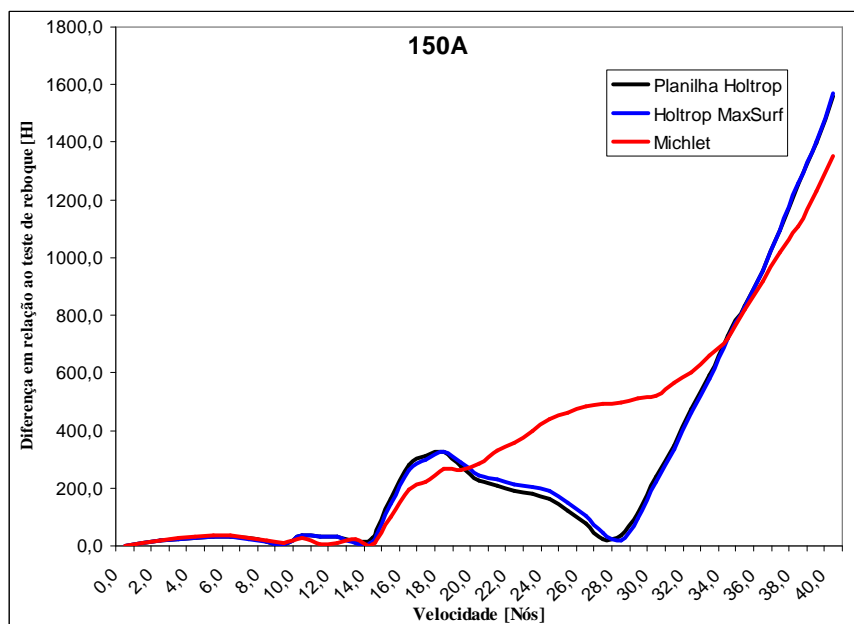


Figura 26: Comparação da diferença entre os valores calculados e aqueles obtidos através dos ensaios de reboque para o casco 150 A

Já para o modelo 150 A, figura 26, observa-se que a partir da velocidade de 20 nós o método de Holtrop calcula valores mais próximos daqueles obtidos através dos ensaios de reboque com os modelos reduzidos, em relação aos outros métodos.

Considerando, então, cada modelo de casco, toda a faixa de velocidade e todas as ferramentas utilizadas para a obtenção da resistência total ao avanço, foi possível obter a média percentual da diferença dos métodos em relação aos ensaios no tanque de prova, tabela 1.

Tabela 1: Média das diferenças percentuais entre os valores calculados e aqueles obtidos através dos ensaios de reboque para cada casco

<b>Média da diferença em relação à Série</b>			
	Planilha Holtrop	Holtrop Maxsurf	Michlet
Média 320D	29,9%	30,2%	24,9%
Média 150A	26,1%	26,0%	29,0%

Considerando a média entre ambos os cascos obteve-se, para cada ferramenta utilizada, o resultado mostrado na tabela 2.

Tabela 2: Média das diferenças entre os valores calculados e aqueles obtidos através dos ensaios de reboque para ambos os cascos

<b>Média da diferença em relação à Série</b>			
	Planilha Holtrop	Holtrop Maxsurf	Michlet
Média	28,0 %	28,1 %	27,0 %

Conclui-se que, na média, o método que forneceu resultados mais similares aos obtidos através dos ensaios de reboque, para todas as velocidades testadas, foi o utilizado pelo programa *Michlet*. Na média são calculados resultados com 27% de precisão, tanto para mais quanto para menos.

Então, para a velocidade de serviço determinada de 16 nós, foram obtidos os seguintes valores de potência de reboque (tabela 3):

Tabela 3: Tabela comparativa entre os resultados obtidos pelos diferentes métodos, para ambos os cascos, na velocidade de 16 nós

<b>Potência</b>				
Casco	Planilha Holtrop	Holtrop Maxsurf	Michlet	Série
	[HP]	[HP]	[HP]	[HP]
320 D	1459,3	1519,5	2619,6	2151,9
150 A	634,0	655,1	721,7	916,67

Calculando a diferença entre os valores de potência fornecidos pela série sistemática e pelos outros métodos utilizados, na velocidade de serviço (tabela 4), observa-se que, em ambos os cascos testados, o método que obteve os resultados mais próximos aos obtidos com modelos reduzidos foi aquele utilizado pelo programa *Michlet*.

Tabela 4: Tabela comparativa com a diferença percentual entre os resultados calculados e aqueles obtidos através dos ensaios de reboque, para ambos os cascos, na velocidade de serviço

<b>Diferença em relação à Série</b>			
	Planilha Holtrop	Holtrop Maxsurf	Michlet
	%	%	%
320 D =	-32,2	-29,4	-21,7
150 A =	-30,8	-28,5	21,3
<b>Média</b>	<b>31,5</b>	<b>29,0</b>	<b>21,5</b>

## 5.2 CONSIDERAÇÕES SOBRE A RESISTÊNCIA DE INTERFERÊNCIA

O programa *Michlet* é capaz de calcular a resistência de interferência das ondas formadas pelos cascos de embarcações do tipo catamarã, como sendo a soma das variações da resistência de interferência dos sistemas transversais e divergentes, características afetadas diretamente pela razão comprimento/deslocamento, forma e espaçamento entre os cascos.

Conforme apresentado [13,14], para catamarãs com cascos baseados no modelo matemático proposto por *Wigley* [15], figura 27, pode-se dizer que a variação da razão



$s/L$ , onde  $s$  é a distância entre o centro dos cascos e  $L$  é o comprimento da linha d'água, leva as seguintes conclusões, representadas na figura 28: quando  $s/L$  diminui as ondas divergentes entre os cascos são eliminadas e a onda transversal se torna dominante devido a interferência das ondas divergentes. Para  $s/L = 0,5$  a interferência das ondas quase desaparece e o padrão de ondas se torna similar ao de um monocasco. O efeito de interferência entre os sistemas de ondas se torna dominante na medida em que a razão  $s/L$  diminui de forma que, para  $s/L = 0,2$ , para o número de Froude  $F_n = 0,5$ , esses efeitos se propagam para o escoamento na região externa aos cascos.

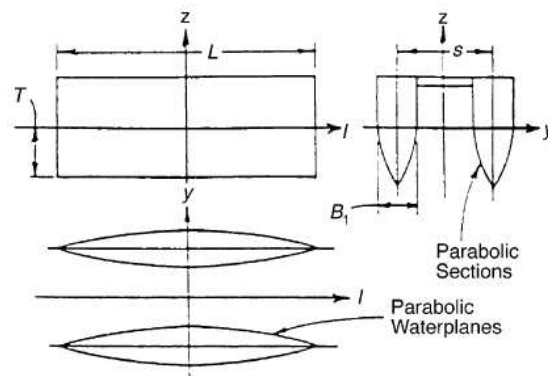


Fig. 2. Wigley catamaran hull.

Figura 27: Catamarã com casco formato Wigley. Fonte [13]

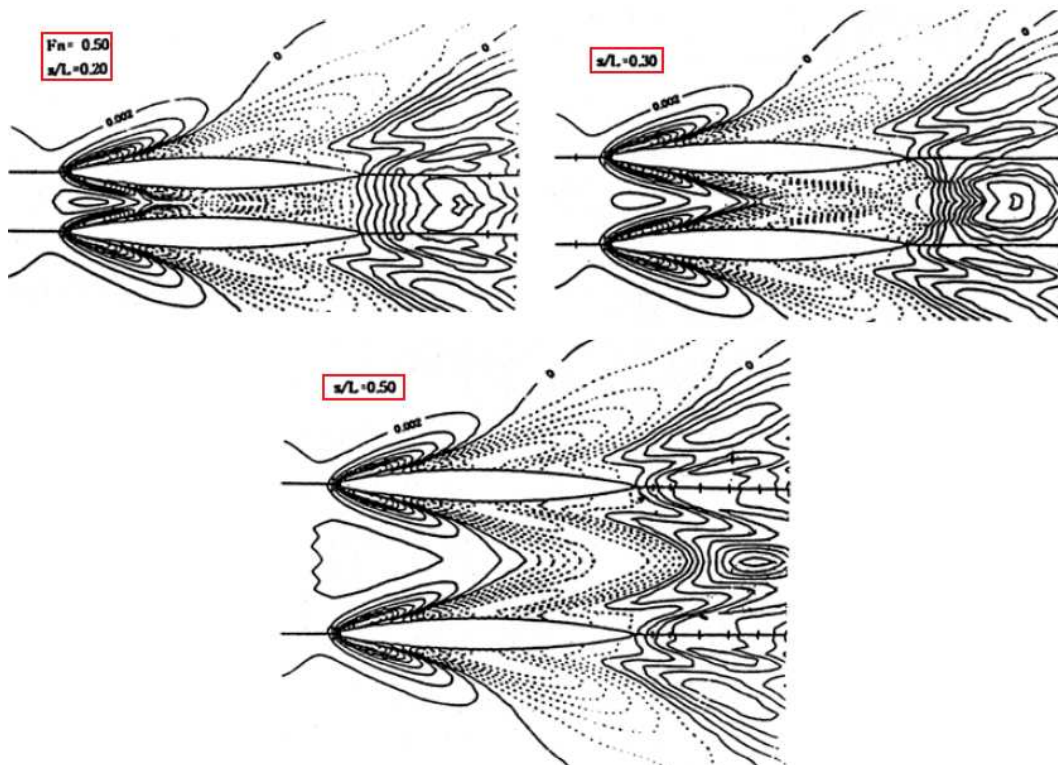


Figura 28: Ondas geradas para  $F_n = 0,5$  e diferentes razões de  $s/L$ . Fonte [14]

Dessa forma, para o cálculo da resistência ao avanço do catamarã, visando a redução na resistência de interferência entre as ondas, determinou-se a distância entre o centro dos cascos com sendo 3 vezes a boca moldada, ou 15,996 metros. Calculando a razão  $s/L$  temos que:

$$s/L = 15,996 / 30,48 \text{ (Eq. 5.2.1)}$$

$$s/L = 0,52 \text{ (Eq. 5.2.2)}$$

Fornecendo esse dado ao programa *Michlet* é possível obter os resultados da resistência ao avanço para o catamarã e compará-los com o dobro do valor obtido para apenas um casco, conforme apresentado na figura 28:

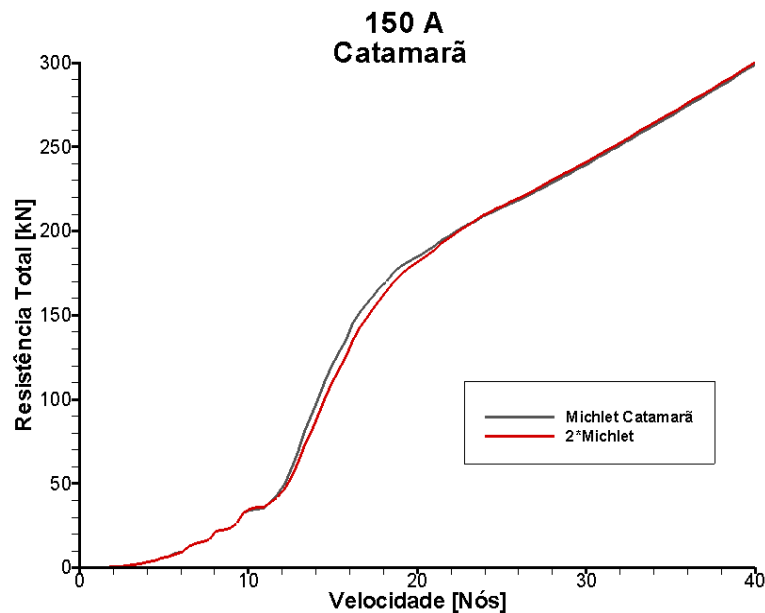


Figura 29: Interferência entre os dois cascos do catamarã na resistência total ao avanço

Observando o gráfico da figura 29 percebe-se que a faixa de velocidade onde a resistência de interferência de formação das ondas é mais significativa na resistência total ao avanço varia de 13 a 22 nós, aproximadamente. Fora destes limites, os valores obtidos para o catamarã são muito similares ao dobro da resistência de apenas um casco.

O programa *Michlet* fornece ainda uma imagem com as amplitudes das ondas geradas pelos cascos na velocidade de serviço (figura 30). Observa-se na região entre os cascos, a meia nau, a formação de uma crista de onda com amplitude aproximada de 1,3 metros, enquanto que na região de ré vemos a formação de um cavado de onda com amplitude aproximada de 1,3 metros.

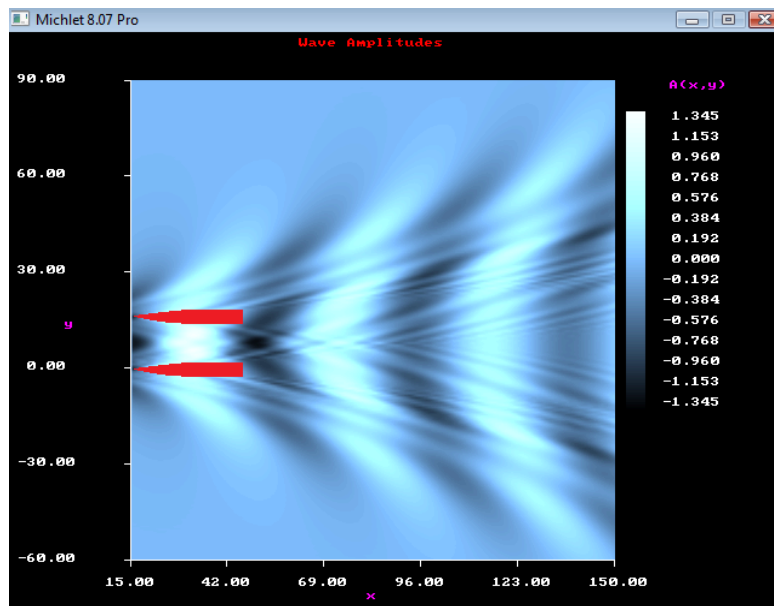


Figura 30: Amplitudes das ondas geradas pelo catamarã na velocidade de serviço

Para a velocidade de 16 nós, a potência necessária para propelar o navio tipo catamarã calculada pelo *Michlet* é igual a:

$$\text{POTÊNCIA CATAMARÃ}_{\text{MICHLET}} = 1551,7 \text{ [HP]} \text{ (Eq. 5.2.3)}$$

A figura 31 apresenta os valores obtidos para a razão resistência total/deslocamento como função da velocidade, comparando os dados fornecidos pelo programa *Michlet*. Percebe-se que, a partir de 13 nós, ou  $F_n = 0,39$  a curva que representa a variação da razão resistência total/deslocamento do monocasco referente ao modelo 320 D da série utilizada, começa a se distanciar da curva referente ao catamarã modelo 150 A, apresentando valores mais elevados de resistência para a mesma velocidade.

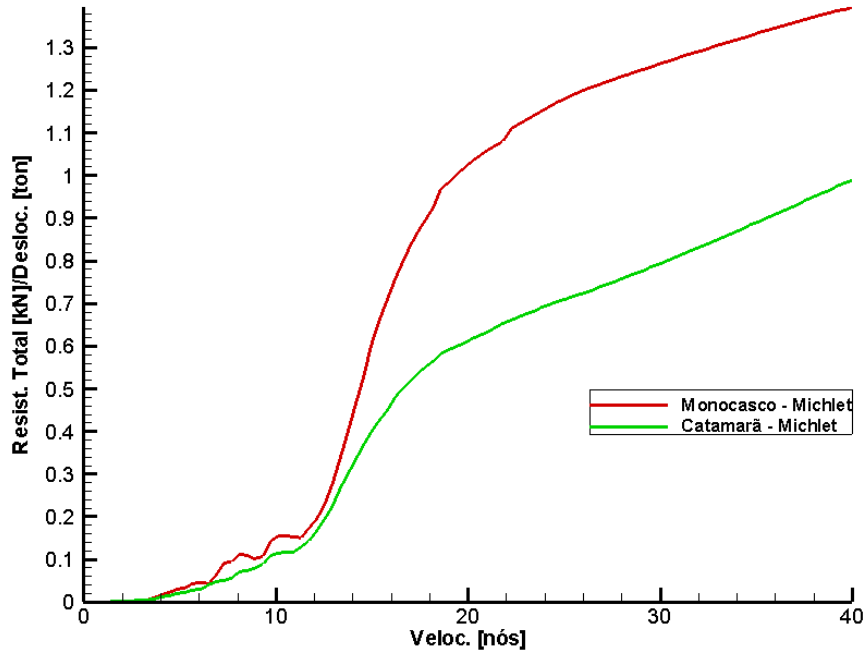


Figura 31: Razão resistência ao avanço/deslocamento como função da velocidade do monocasco e catamarã

## 6 SISTEMA PROPULSIVO

### 6.1 MONOCASCO (320 D)

Foi considerado para a resistência total ao avanço o valor obtido através dos ensaios de reboque da série sistemática. Dessa forma, para a velocidade de 16 nós, através do valor da potência de reboque, PE, calcula-se a resistência total, RT:

$$PE = 2151,9 \text{ HP} \quad \text{ou} \quad RT = 194,97 \text{ kN} \quad (\text{Eq. 6.1.1})$$

Dividindo a resistência ao avanço pelo número de hidrojetos, obtém-se o valor para poder selecionar os equipamentos de propulsão. A partir de informações sobre os modelos de jatos d'água e suas características, foram selecionados os propulsores de acordo com as figura 32 e 33.

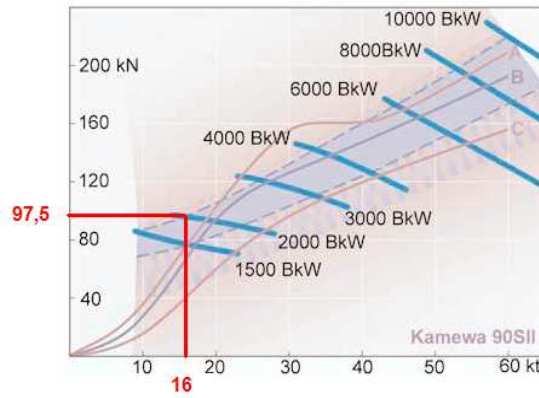


Figura 32: Seleção do hidrojato, de acordo com a resistência ao avanço e com a velocidade de serviço. *Fonte [16]*

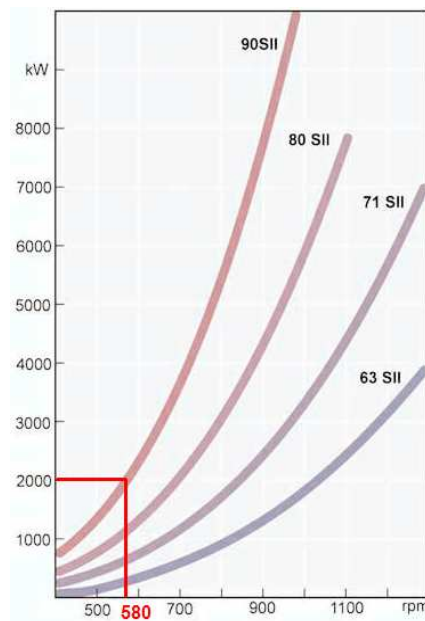


Figura 33: Rotação do impelidor, de acordo com a potência obtida. *Fonte [16]*

A partir da figura 33 observa-se que, para o modelo 90SII, a rotação do impelidor deve ser de 580 RPM. Nas figuras 34 e 35, são apresentadas as características principais do modelo do hidrojato adotado.

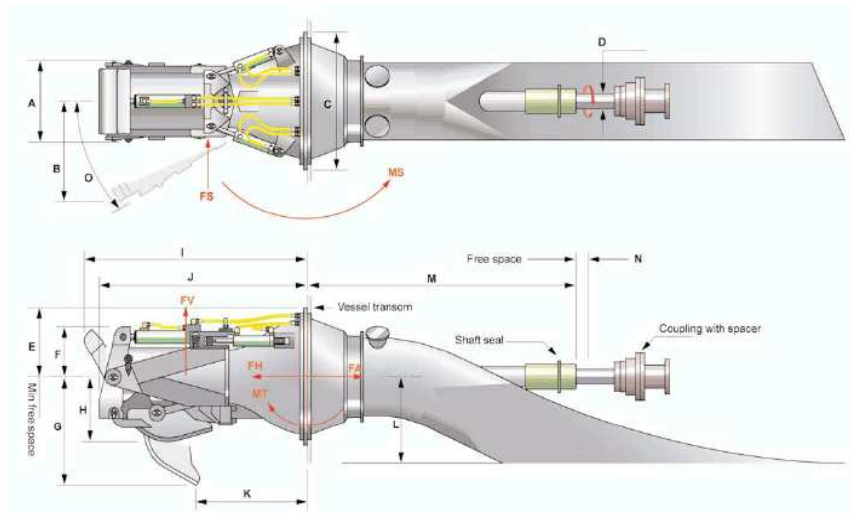


Figura 34: Características do modelo de hidrojato selecionado. *Fonte [16]*

Main data

Size	Water Jet range	Power range	Measurements in mm																Weights in kg		
			A	B	C	ø	D	ø	E	F	G	H	I	J	K	L	M	N	O	DW 1)	WW 2)
63SII	1000-4000		688	831	1120	120	600	460	883	537	1881	1746	1011	630-915	2376	100	30°	1790	1020	111	
71SII	2500-7000		743	885	1280	130	650	459	1030	595	2110	1973	1072	710-1000	2586	100	30	2420	1450	123	
80SII	3000-8000		873	958	1450	150	750	514	1081	662	2313	2174	1184	800-1075	2897	100	30	3250	2080	123	
90SII	4000-10000		999	1073	1660	170	850	557	1214	740	2590	2440	1329	900-1210	3000	100	30	4530	2940	335	

Figura 35: Dimensões do modelo de hidrojato selecionado. *Fonte [16]*

Através da potência necessária para o hidrojato, foram selecionados dois dos seguintes motores principais [7] (figura 36):



**RATINGS AND FUEL CONSUMPTION**

	mhp	bhp	bkW	rpm	U.S. g/h	g/bkW-hr	EPA - IMO - EU
C	1876	1850	1379	1200	90.0	207.0	NC - II - IW
C	2231	2200	1641	1600	104.5	201.9	NC - II - IW
C <sup>1</sup>	2534	2500	1864	1600	117.0	199.3	NC - II - NC
C <sup>1</sup>	2720	2682	2000	1600	123.4	198.5	NC - II - IW
C <sup>1</sup>	3196	3151	2350	1800	148.6	209.2	NC - I - NC
C <sup>1</sup>	3196	3151	2350	1800	154.7	200.9	NC - II - IW

	LE	H	WE
min.	143.1 in/3637 mm	77.4 in/1967 mm	80.2 in/2037 mm
max.	148.0 in/3761 mm	84.6 in/2150 mm	84.3 in/2142 mm

**Vee 16, 4-Stroke-Cycle Diesel**

Aspiration	TTA	
Bore x Stroke	6.69 x 7.48 in	170 x 190 mm
Bore x Stroke <sup>1</sup>	6.69 x 8.46 in	170 x 215 mm
Displacement	4211 cu in	69 liter
Displacement <sup>1</sup>	4765 cu in	78 liter
Rotation (from flywheel end)	Counterclockwise or Clockwise	
Engine dry weight (approx)	17,550-19,025 lb	7961-8629 kg

Figura 36: Características do motor de propulsão selecionado para o monocasco.

Fonte [7]

Como o impelidor do hidrojato gira a 580 RPM e o motor de propulsão a 1600 RPM, deve ser instalada uma caixa de redução entre o conjunto. Dessa forma, calcula-se a razão de redução da caixa redutora:

$$\text{Redução} = 1600 : 580 = 2,758 \quad (\text{Eq. 6.1.2})$$

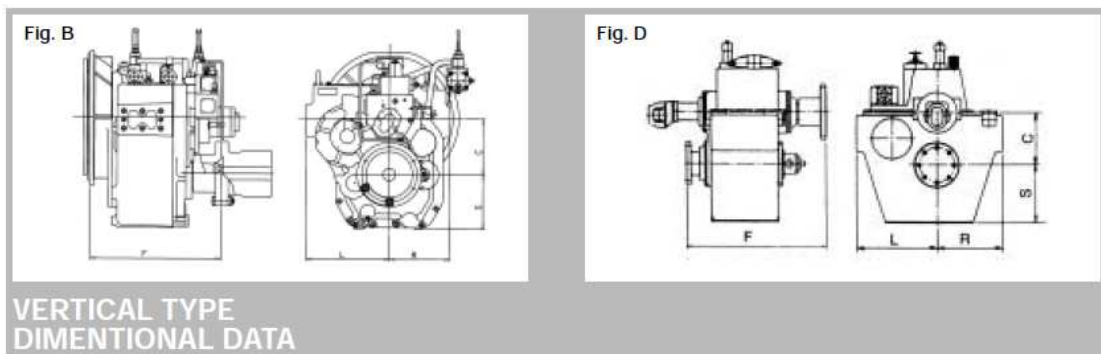
Para os valores obtidos de potência e rotação de entrada, assim como a razão de redução, foram selecionadas duas das seguintes caixas redutoras [17] (figura 37 e 38):

CONTINUOUS DUTY  
MARINE GEAR RATINGS

Model	SAE Hsg.	Standard Gear Ratios	Input Rating						Max. Input Speed min <sup>-1</sup>
			1200 min <sup>-1</sup>		1600 min <sup>-1</sup>		1800 min <sup>-1</sup>		
			kW	HP	kW	HP	kW	HP	
MGN 453A	00, 0	1.18, 1.54, 2.06, 2.52, 2.92	884	1185	1179	1581	1327	1780	2100
		3.25	801	1074	1067	1431	1207	1619	
		3.43	602	807	803	1077	904	1212	
MGN 493A	00, 0	1.16, 1.52	1251	1678	1668	2237	1877	2517	2100
		2.08, 2.47, 2.96	1174	1574	1513	2029	1762	2363	
MGN 532	0	1.45, 1.57, 1.70, 1.84, 2.00	1500	2012	2000	2682	2250	3017	2100
		2.36	1412	1893	1883	2525	2118	2840	
		2.50	1324	1775	1765	2367	1986	2663	
MGN 533	—	2.60, 2.79	1500	2012	2000	2682	2250	3017	2100
		3.00, 3.24	1412	1893	1883	2525	2118	2840	
		3.50	1324	1775	1765	2367	1986	2663	

Figura 37: Características da caixa redutora selecionada para a embarcação monocasco.

Fonte [17]



Model	SAE Hsg.	Fig.	F:	L:mtg.	R:mtg.	C:	S:	A:	mass kg
			length mm	pad mm	pad mm	offset mm	sump mm	deg.	
MGN 532	00	B	1082	550	410	380	320	—	1150
	—	D	900	550	410	380	320	—	1100
MGN 533	—	D	900	600	530	440	420	—	1450

Figura 38: Dimensões da caixa redutora selecionada para a embarcação monocasco.

Fonte [17]

## 6.2 CATAMARÃ (150 A)

Para selecionar o equipamento propulsivo da embarcação do tipo catamarã foram adotados os valores de resistência ao avanço obtidos através do programa *Michlet*, devido a este ter sido o método que apresentou os resultados mais próximos dos obtidos pela série sistemática na velocidade de serviço, no caso de um casco simples, além de apresentar valores para a resistência ao avanço de embarcações com dois cascos, levando em consideração o efeito da interferência entre os sistemas de onda



gerados por cada um deles. Dessa forma, para a embarcação multicasco, através do valor da potência de reboque PE, calculou-se a resistência total, RT:

$$PE_{Catamarã} = 1551,7 \text{ HP} \quad \text{Ou} \quad R_{Tcatamarã} = 140,6 \text{ kN} \quad (\text{Eq. 6.2.1})$$

Dividindo a resistência ao avanço pelo número de hidrojetos, obtém-se o valor para poder seleccionar os equipamentos de propulsão. A partir de informações sobre os modelos de jatos d'água e suas características [16], foram selecionados os propulsores de acordo com as figura 39 e 40.

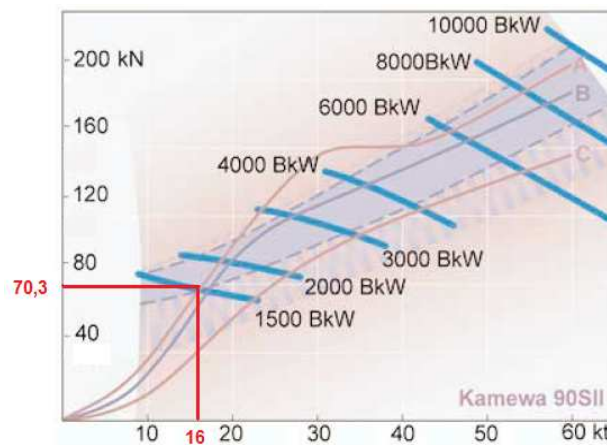


Figura 39: Seleção do hidrojato, de acordo com a resistência ao avanço e com a velocidade, para a embarcação do tipo catamarã. Fonte [16]

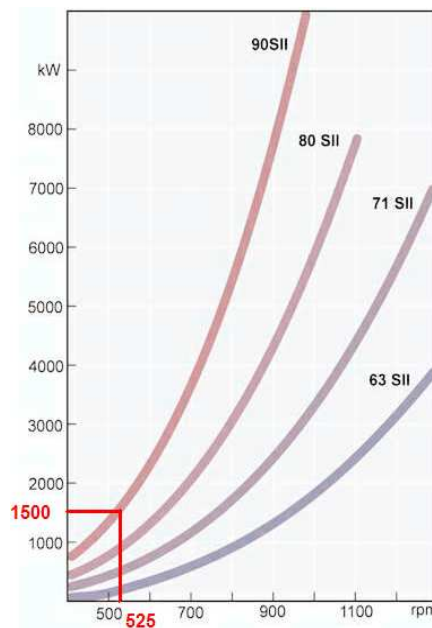


Figura 40: Rotação do impelidor, de acordo com a potência obtida. Fonte [16]

A partir da figura 40 observa-se que, para o modelo 90SII, a rotação do impelidor deve ser de 525 RPM. Nas figuras 41 e 42, são apresentadas as características principais do modelo do hidrojetado adotado.

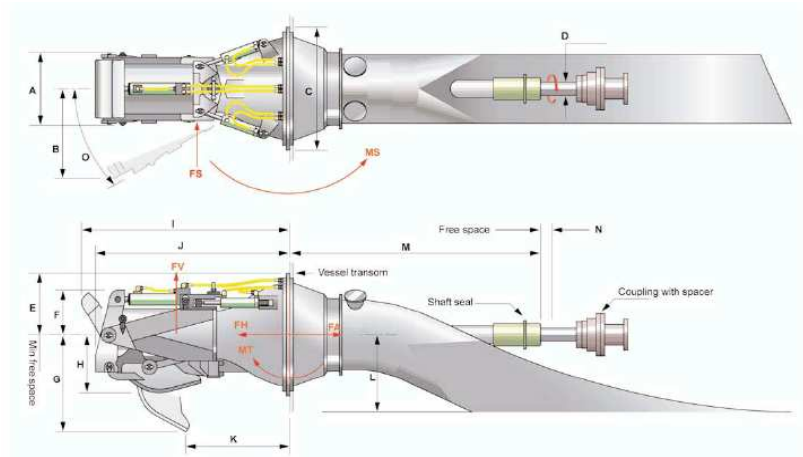


Figura 41: Características do modelo de hidrojetado selecionado. Fonte [16]

#### Main data

Water Jet Size	Power range kW	Measurements in mm															Weights in kg		
		A	B	C	ø	D	ø	E	F	G	H	I	J	K	L	M	N	O	DW <sub>1)</sub>
63SII	1000-4000	688	831	1120	120	600	460	883	537	1881	1746	1011	630-915	2376	100	30°	1790	1020	111
71SII	2500-7000	743	885	1280	130	650	459	1000	595	2110	1973	1072	710-1000	2588	100	30	2420	1450	123
80SII	3000-8000	873	958	1450	150	750	514	1081	662	2313	2174	1184	800-1075	2897	100	30	3250	2080	123
90SII	4000-10000	999	1073	1660	170	850	557	1214	740	2590	2440	1329	900-1210	3000	100	30	4530	2940	339

Figura 42: Dimensões do modelo de hidrojetado selecionado. Fonte [16]

Através da potência necessária para o hidrojetado, foram selecionados dois dos seguintes motores principais [7] (figura 43):



**RATINGS AND FUEL CONSUMPTION**

	mhp	bhp	bkW	rpm	U.S. g/h	g/bkW-hr	EPA - IMO - EU
B	1775	1750	1305	1200	81.7	198.8	NC - I - NC
B	2129	2100	1566	1600	99.5	201.7	NC - I - NC
B	2129	2100	1566	1800	98.6	200.0	NC - I - NC
B <sup>1</sup>	2408	2375	1771	1600	106.9	191.6	NC - I - NC
B <sup>1</sup>	2611	2575	1920	1600	112.8	195.2	NC - I - NC
C	1876	1850	1379	1200	86.6	207.0	NC - I - NC
C	2231	2200	1640	1600	104.4	202.1	NC - I - NC
C	2231	2200	1640	1800	103.4	200.4	NC - I - NC
C <sup>1</sup>	2535	2500	1864	1600	111.9	190.5	NC - I - NC
C <sup>1</sup>	2718	2682	2000	1600	122.8	194.9	NC - I - NC

	LE	H	WE
min.	131.9 in/3349 mm	69.0 in/1753 mm	67.0 in/1703 mm
max.	146.7 in/3725 mm	82.3 in/2091 mm	80.8 in/2053 mm
HD	141.1 in/3584 mm	81.9 in/2082 mm	84.4 in/2144 mm

**Vee 16, 4-Stroke-Cycle Diesel**

Aspiration	TTA	
Bore x Stroke	6.7 x 7.5 in	170 x 190 mm
Bore x Stroke <sup>2</sup>	6.7 x 8.5 in	170 x 215 mm
Displacement	4210 cu in	69 liter
Displacement <sup>2</sup>	4766 cu in	78 liter
Rotation (from flywheel end)	Counterclockwise or clockwise	
Engine dry weight (approx)	17,185-17,699 lb	7795-8028 kg

Figura 43: Características do motor de propulsão selecionado para o catamarã.

*Fonte [7]*

Como o impelidor do hidrojato gira a 525 RPM e o motor de propulsão a 1600 RPM deve ser instalada uma caixa de redução entre o conjunto. Dessa forma, calcula-se a razão de redução da caixa redutora:

$$\text{Redução} = 1600 : 525 = 3,047 \quad (\text{Eq. 6.2.2})$$

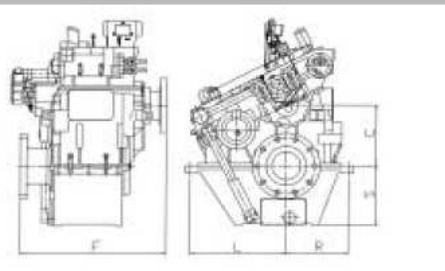
Para os valores obtidos de potência e rotação de entrada, assim como a razão de redução, foram selecionadas duas das seguintes caixas redutoras [17] (figura 44 e 45):

CONTINUOUS DUTY  
MARINE GEAR RATINGS

Model	SAE Hsg.	Standard Gear Ratios	Input Rating						Max. Input Speed min <sup>-1</sup>
			900 min <sup>-1</sup>		1200 min <sup>-1</sup>		1600 min <sup>-1</sup>		
			kW	HP	kW	HP	kW	HP	
MGN 923V	—	2.00	662	888	883	1184	956	1282	1600
		2.25	662	888	883	1184	1000	1341	
		2.55	662	888	883	1184	1037	1391	
		2.90	662	888	883	1184	1074	1440	
MGN 924V	—	2.95, 3.41, 4.00	662	888	883	1184	1176	1577	1600
			1200 min <sup>-1</sup>		1600 min <sup>-1</sup>		1800 min <sup>-1</sup>		
MGN 1424V	—	2.51, 3.06, 3.48	1385	1857	1847	2477	2078	2787	1800
		4.00	1235	1656	1647	2209	1853	2485	
MGN 1426V	—	4.44, 5.00, 5.44	1385	1857	1847	2477	2078	2787	1800
		5.96	1235	1656	1647	2209	1853	2485	
MGN 1427V	—	6.14, 6.41, 6.69	1385	1857	1847	2477	2078	2787	1800
		7.00	1235	1656	1647	2209	1853	2485	

Figura 44: Características da caixa redutora selecionada para a embarcação do tipo catamarã. Fonte [17]

Fig. C



VERTICAL TYPE  
DIMENSIONAL DATA

Model	SAE Hsg.	Fig.	F: length mm	L:mtg. pad mm	R:mtg. pad mm	C: offset mm	S: sump mm	A: deg.	mass kg
MGN 1424V	—	C	1050	610	460	395	460	—	2550

Figura 45: Dimensões da caixa redutora selecionada para a embarcação monocasco.

Fonte [17]

## 7 ARRANJO GERAL E SUPERESTRUTURA

Nesta etapa do projeto será apresentada a forma da superestrutura e o arranjo geral das embarcações. Ambos os conceitos são capazes de acomodar 10 tripulantes conforme apresentado abaixo:

- 1 Comandante
- 1 Oficial de Náutica
- 1 Marinheiro de Convés
- 1 Chefe de Máquinas
- 1 Oficial de Máquinas
- 1 Marinheiro de Máquinas
- 1 Cozinheiro
- 1 Taifeiro
- 2 Operadores de ROV
- 2 Fiscais

### 7.1 MONOCASCO (320D)

Para determinar o peso leve e o centro de gravidade da embarcação é necessário posicionar os pesos que estarão a bordo, assim como definir de uma forma preliminar a superestrutura. Inicialmente, para modelar o conjunto utilizou-se o programa *Freeship*, obtendo o resultado apresentado na figura 46:

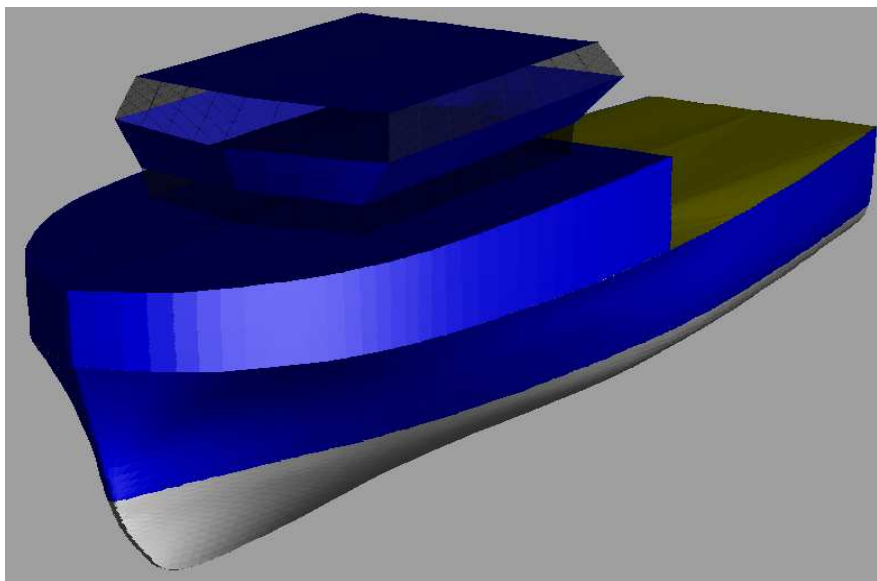


Figura 46: Embarcação monocasco modelada no Freeship

Em seguida, fez-se a organização dos pesos a bordo, posicionando os devidos equipamentos (figuras 47, 48, 49 e 50).

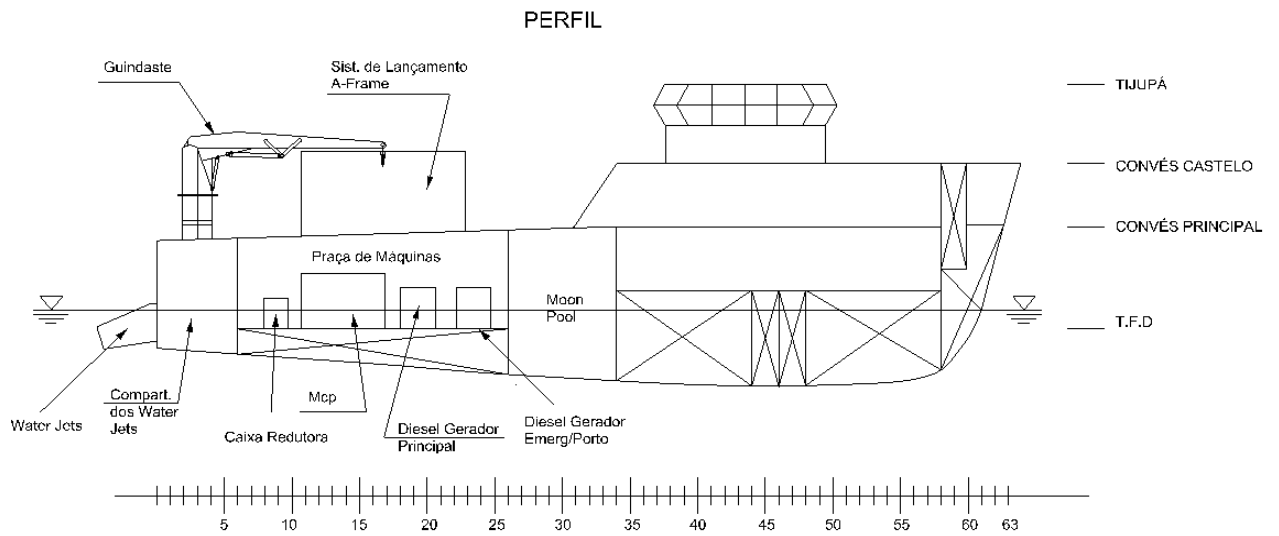


Figura 47: Perfil da embarcação monocasco

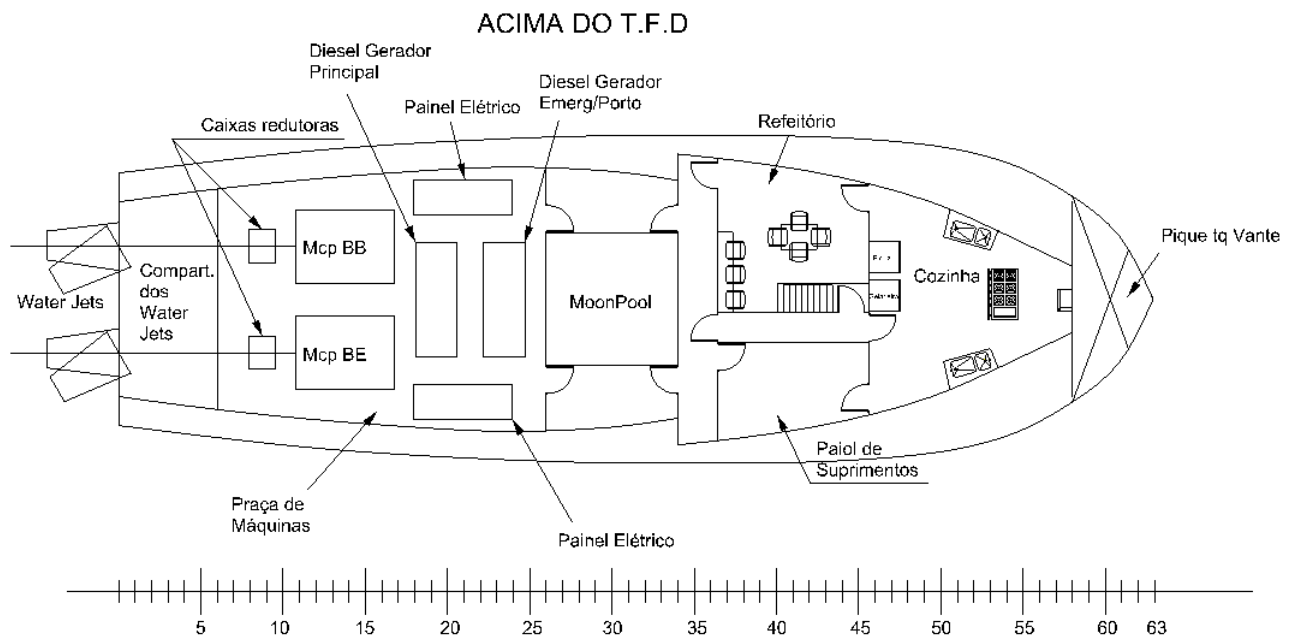


Figura 48: Arranjo geral preliminar abaixo do convés principal da embarcação monocasco

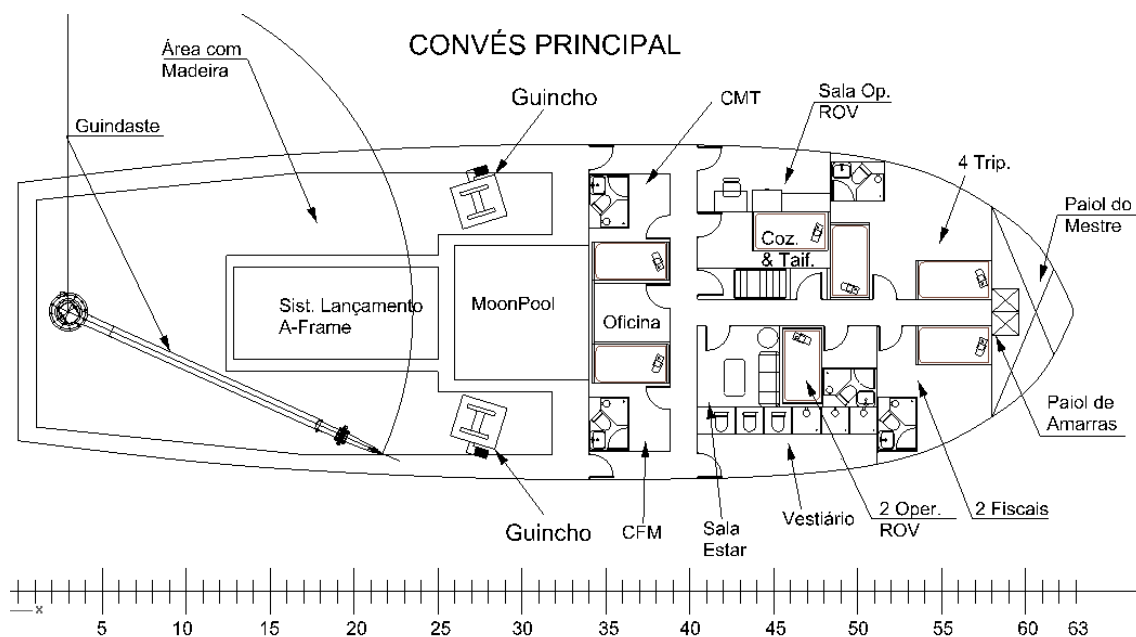


Figura 49: Arranjo geral preliminar do convés principal

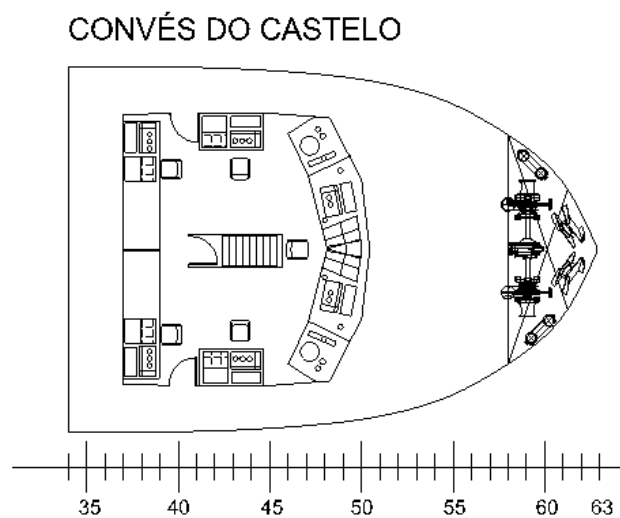


Figura 50: Arranjo geral preliminar do convés do castelo e passadço

### 7.1.1 NÚMERO DE EQUIPAMENTO E ITENS DE FUNDEIO

De acordo com o item 3/22.3.1 da regra utilizada para embarcações de alta velocidade, ABS - *High Speed Craft 2001* [18], calcula-se o Número de Equipamento conforme equação 7.1.1:

$$EN = k\Delta^{2/3} + mBh + nA \quad (\text{Eq. 7.1.1})$$

Onde:

$$k = 1$$

$$m = 2$$

$$n = 0,1$$

$\Delta$  = deslocamento [ton]

B = boca moldada [m]

h = a+h1+h2+... [m]

a = borda livre [m]

h1, h2, h3... = altura, em metros, de cada convés da superestrutura com largura maior do que B/4

A = Área lateral acima da linha d'água [m<sup>2</sup>]

De acordo com a área lateral em vermelho, apresentada na figura 51, calcula-se o valor de EN:

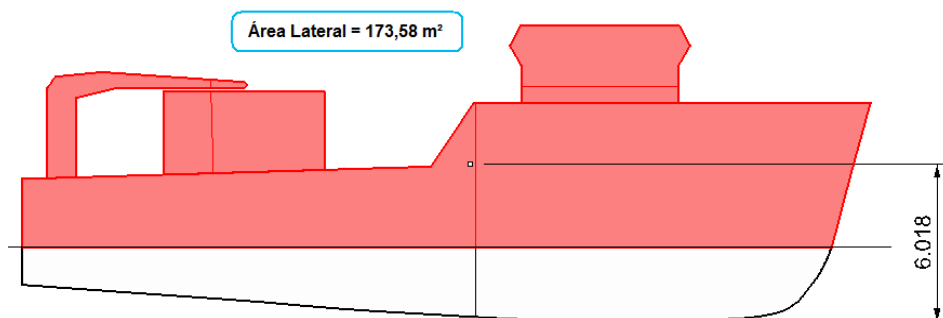


Figura 51: Área lateral acima da linha d'água

$$EN = 1 * 322,9^{(2/3)} + 2 * 9,144 * (2,506 + 2,4 + 3) + 0,1 * 09 * 173,58 \quad (\text{Eq. 7.1.2})$$

$$EN = 209 \quad (\text{Eq. 7.1.3})$$

A figura 52 apresenta os valores mínimos da massa dos ferros, comprimento e diâmetro das amarras de acordo com o Numero de Equipamento obtido. Pela proximidade com o Numeral de Equipamento U8, foi utilizado o Número de Equipamento 205 para dimensionar o sistema de ancoragem. Dessa forma:

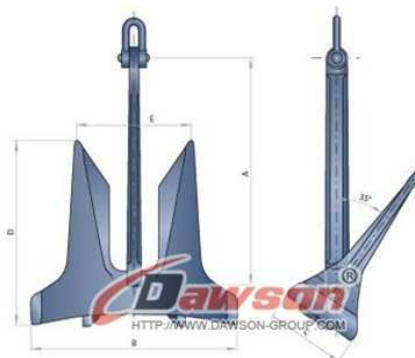
$$EN_{UTILIZADO} = 205 \quad (\text{Eq. 7.1.4})$$



Equipment Numeral	Equipment Number*	Stockless Bower Anchors			Chain Cable Stud Link Bower Chain		
		Number	Mass per Anchor, kg	Length, m	Diameter		
					Normal-Strength Steel (Grade 1), mm	High-Strength Steel (Grade 2), mm	Extra High-Strength Steel (Grade 3), mm
UA11	130	2	340	275	19	16	-
UA12	140	2	390	275	20.5	17.5	-
U6	150	2	480	275	22	19	-
U7	175	2	570	302.5	24	20.5	-
U8	205	3	660	302.5	26	22	20.5
U9	240	3	780	330	28	24	22
U10	280	3	900	357.5	30	26	24
U11	320	3	1020	357.5	32	28	24
U12	360	3	1140	385	34	30	26
U13	400	3	1290	385	36	32	28

Figura 52: Características mínimas das amarras e ferros, de acordo com o EN calculado. Fonte [18]

Na figura 53 são apresentadas as dimensões e peso dos ferros escolhidos.



Weight (in kgs)	A	B	C	D	E
970-1080	1810	1660	540	1530	885
1305-1575	2015	1845	600	1705	985
1980-2140	2100	1920	630	1820	1030
2295-2475	2300	2107	687	1945	1127
2655-2835	2388	2185	711	2016	1168
3040-3445	2560	2345	765	2165	1255
3670-3940	2586	2366	771	2185	1266

CERTIFICATES: CCS, ZC, LR, ABS, DNV, NK, GL, BV

Figura 53: Dimensões dos ferros escolhidos. Fonte [19]

$$PESO DOS FERROS = 2 * 970 \text{ kg} \quad (\text{Eq. 7.1.5})$$

$$PESO DOS FERROS = 1940 \text{ kg} \quad (\text{Eq. 7.1.6})$$

Determina-se o peso das amarras a partir da figura 54 que apresenta, para diversos diâmetros e tipos de aços diferentes, o peso por cada 27,5 metros. Sendo assim:

$$PESO DAS AMARRAS [kg] = (COMP. AMARRAS [m] / 27,5) * PESO POR QUARTELADA [kg/m] \quad (Eq. 7.1.7)$$

$$PESO DAS AMARRAS [kg] = 302,5 / 27,5 * 420 \quad (Eq. 7.1.8)$$

$$PESO DAS AMARRAS = 4620 \text{ kg} \quad (Eq. 7.1.9)$$

Chain Diameter	Length of five links	Normal Strength Grade 1		High Strength Grade 2		Extra-high Strength Grade 3		Mass Kilograms per 27.5 meters
		Proof Load	Breaking Load	Proof Load	Breaking Load	Proof Load	Breaking Load	
mm	mm	kN	kN	kN	kN	kN	kN	kg
12.5	275	46.1	65.7	65.7	92.2	92.2	132.4	110
14	308	57.9	82.4	82.4	115.7	115.7	164.8	130
16	352	75.5	106.9	106.9	150.0	150.0	215.7	170
17.5	385	89.2	127.5	127.5	179.5	179.5	260.8	180
19	418	104.9	150.0	150.9	210.8	210.8	301.1	220
20.5	451	122.6	174.6	174.6	244.2	244.2	349.1	260
22	484	140.2	200.1	200.1	280.5	280.5	401.1	300
24	528	166.7	237.3	237.3	332.4	332.4	475.6	340
26	572	194.2	277.5	277.5	389.3	389.3	556.0	420
28	616	224.6	320.7	320.7	449.1	449.1	642.3	480
30	660	256.9	367.7	367.7	513.9	513.9	734.5	550
32	704	291.3	416.8	416.8	582.5	582.5	832.6	610
34	748	327.5	467.8	467.8	655.1	655.1	936.5	700
36	792	365.8	522.7	522.7	731.6	731.6	1049.3	790
38	836	406.0	580.6	580.6	812.0	812.0	1157.2	880

Figura 54: Características das amarras selecionadas. Fonte [20]

Para determinar a força que deve ser realizada pelo molinete calcula-se o peso do sistema de ancoragem:

$$PESO DE ANCORAGEM [kg] = PESO AMARRAS [kg] + PESO FERROS [kg] \quad (Eq. 7.1.10)$$

$$PESO DE ANCORAGEM [kg] = 4620 + 1940 \quad (Eq. 7.1.11)$$

$$PESO DE ANCORAGEM = 6560 \text{ kg} \quad (Eq. 7.1.12)$$

Com o peso calculado obtêm-se o valor da força que o molinete deve ser capaz de exercer:

$$FORÇA\ MOLINETE\ [kN] = PESO\ ANCORAGEM\ [kN] * F.\ SEGRANÇA$$

$$(Eq.\ 7.1.13)$$

$$FORÇA\ MOLINETE\ [kN] = (6560\ [kg] * 9,81\ [m/s^2]) * 1,5 \quad (Eq.\ 7.1.14)$$

$$FORÇA\ MOLINETE = 96,5\ kN \quad (Eq.\ 7.1.15)$$

A partir do valor acima, foi escolhido o molinete com as características apresentadas na figura 55.

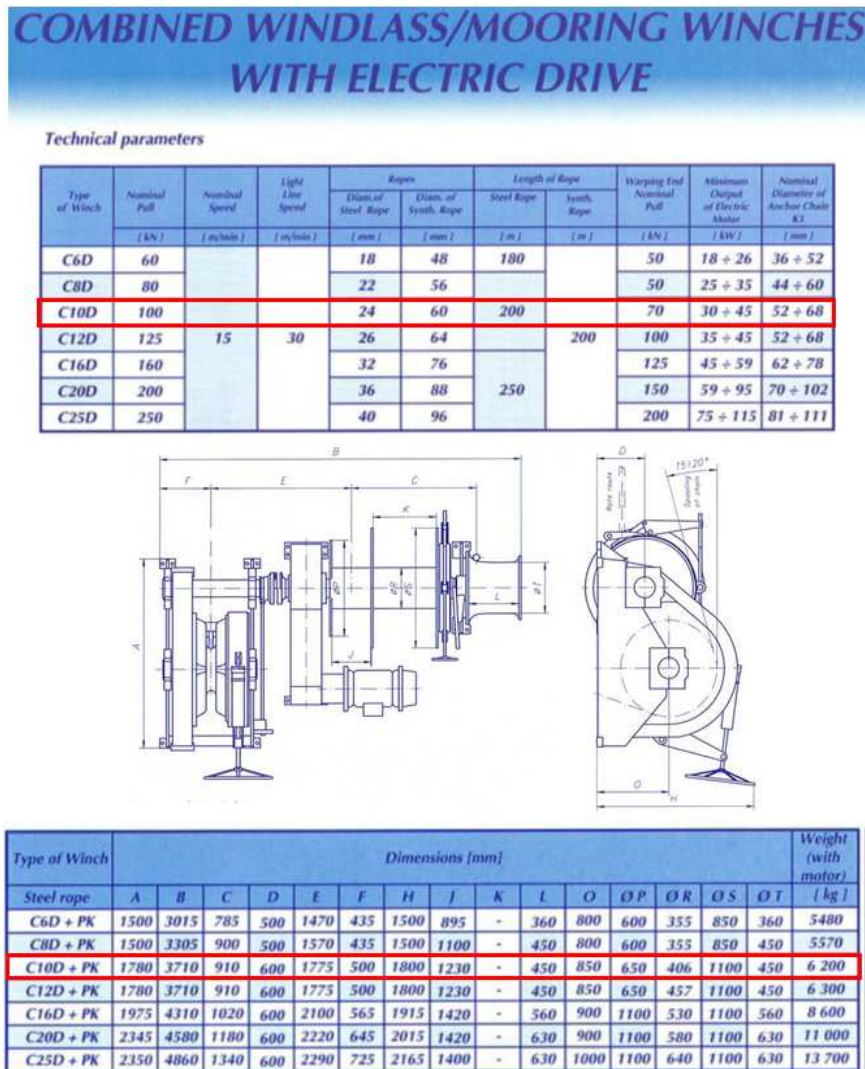


Figura 55: Características do molinete selecionado. Fonte [21]

## 7.2 CATAMARÃ (150 A)

Para modelar o conjunto casco e superestrutura foi utilizado, inicialmente, o programa *Freeship*, obtendo o resultado representado na figura 56:

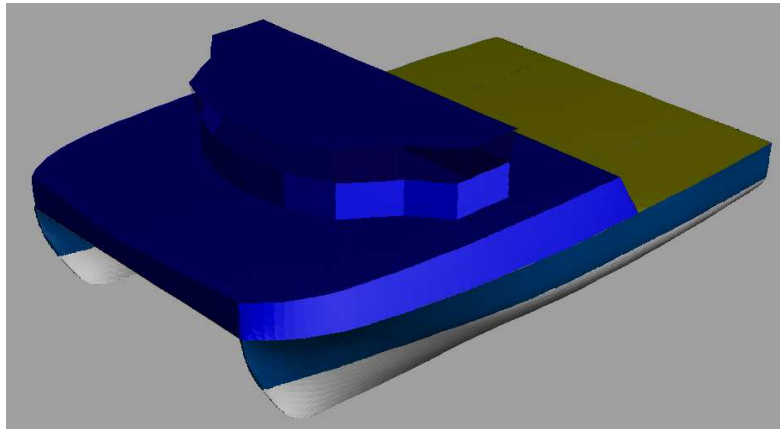


Figura 56: Modelo do catamarã com a superestrutura.

Em seguida, a partir de concepções similares de embarcação [22], fez-se a organização dos pesos a bordo, posicionando os devidos equipamentos (figuras 57, 58, 59, 60).

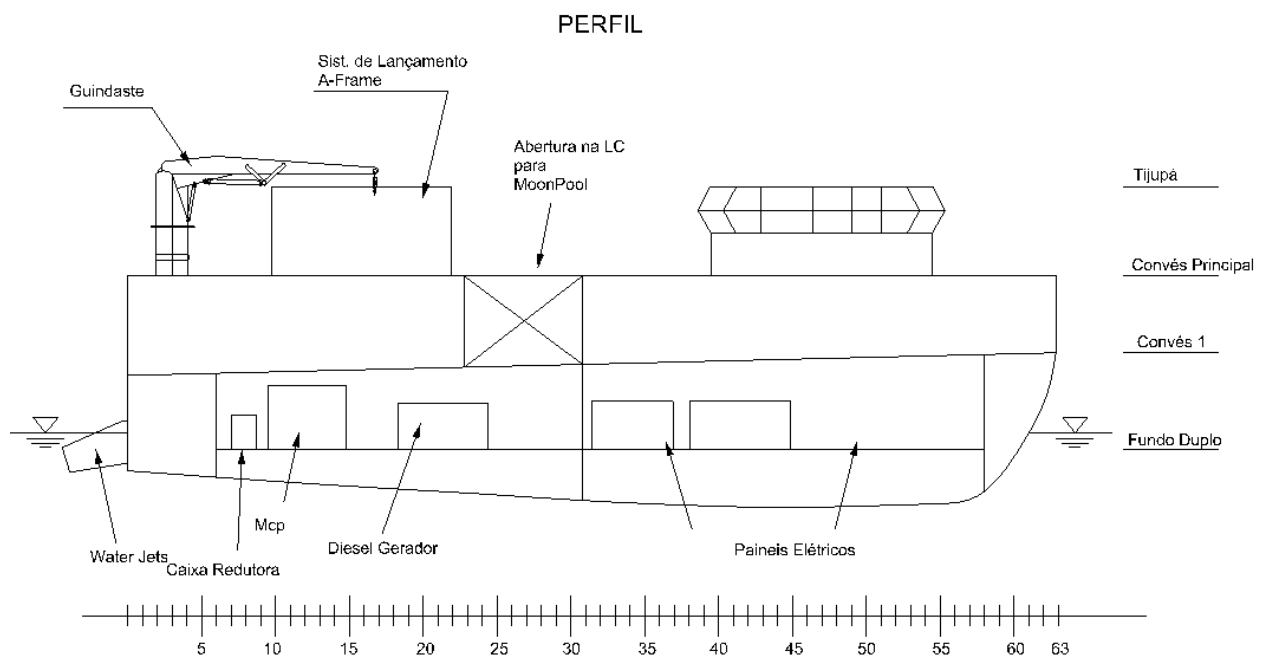


Figura 57: Perfil na linha de centro da embarcação catamarã

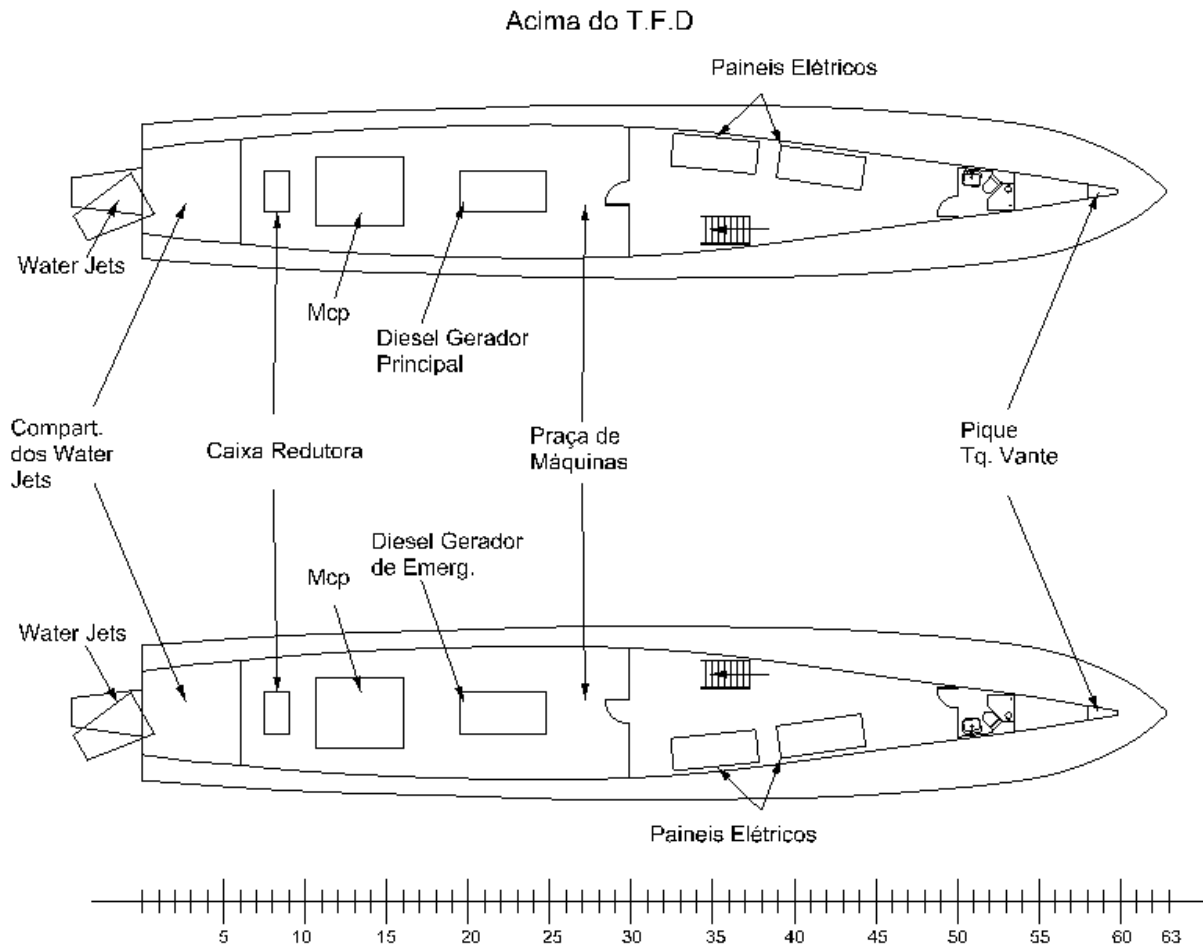


Figura 58: Arranjo geral preliminar acima do teto do fundo duplo

### CONVÉS 1

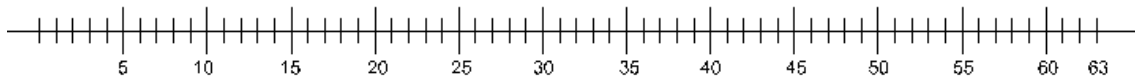
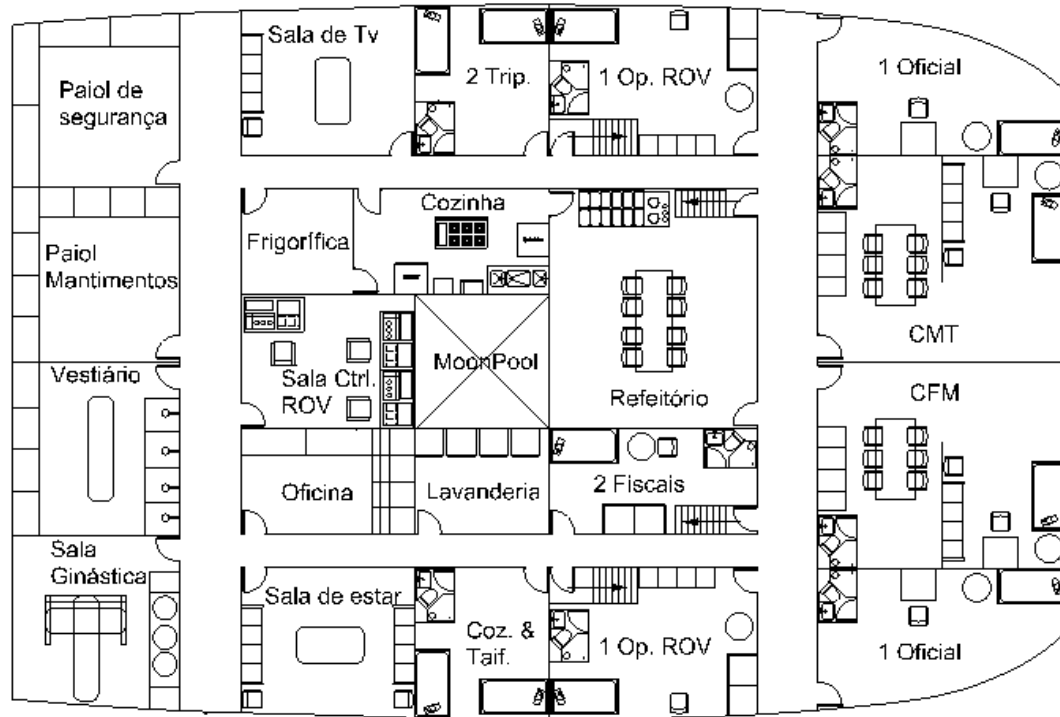


Figura 59: Arranjo geral preliminar do convés 1

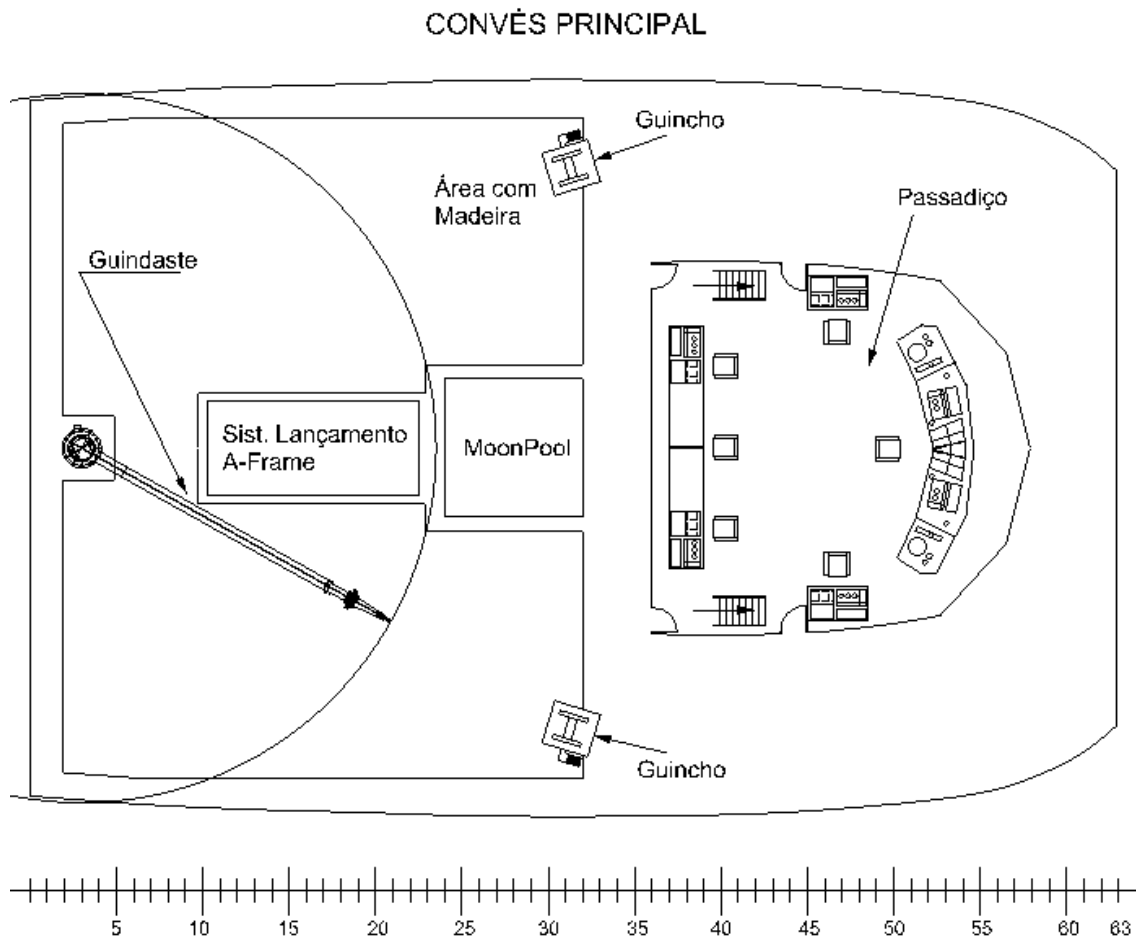


Figura 60: Arranjo geral preliminar convés principal

### 7.2.1 NÚMERO DE EQUIPAMENTO E ITENS DE FUNDEIO

De acordo com o item 3/22.3.2 da regra utilizada para embarcações de alta velocidade, ABS - *High Speed Craft 2001* [18], calcula-se o Número de Equipamento do catamarã seguinte forma:

$$EN = k\Delta^{2/3} + m([2Ba] + B_1[a_1 + \sum h]) + nA \quad (\text{Eq. 7.2.1})$$

Onde:

$$k = 1$$

$$m = 2$$

$$n = 0,1$$

$\Delta$  = deslocamento [ton]

$A$  = Área lateral acima da linha d'água [m<sup>2</sup>]

$a_1, h_1, h_2, h_3, \sum h$  estão representados na figura 61.

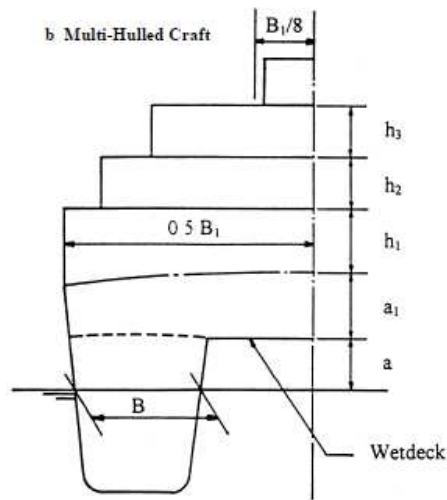


Figura 61: parâmetros para o cálculo do número de equipamentos. Fonte [18]

De acordo com a área lateral em vermelho, apresentada na figura 62, calcula-se o valor de EN:

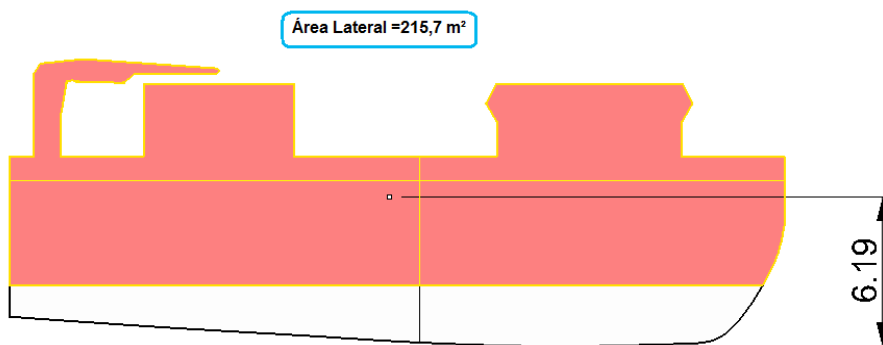


Figura 62: Área lateral acima da linha d'água

$$EN = 1 * 301,8^{(2/3)} + 2 * ((2 * 5,33 * 2,702) + 21,33 * (3 + 2,4)) + 0,1 * 215,7$$

(Eq. 7.2.2)

$$EN = 354 \quad (\text{Eq. 7.2.3})$$

A figura 63 apresenta os valores mínimos da massa dos ferros, comprimento e diâmetro das amarras de acordo com o Número de Equipamento obtido. Pela proximidade com o Numeral de Equipamento U12, foi utilizado o Número de Equipamento 360 para dimensionar o sistema de ancoragem. Dessa forma:



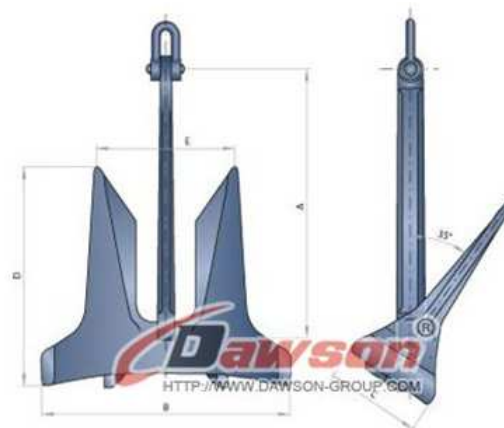
$$EN_{UTILIZADO} = 360 \quad (\text{Eq. 7.2.4})$$

Equipment Numeral	Equipment Number*	Stockless Bower Anchors			Chain Cable Stud Link Bower Chain		
		Number	Mass per Anchor, kg	Length, m	Diameter		
					Normal-Strength Steel (Grade 1), mm	High-Strength Steel (Grade 2), mm	Extra High-Strength Steel (Grade 3), mm
U11	320	3	1020	357.5	32	28	24
U12	360	3	1140	385	34	30	26
U13	400	3	1290	385	36	32	28
U14	450	3	1440	412.5	38	34	30
U15	500	3	1590	412.5	40	34	30

Figura 63: Características mínimas das amarras e ferros, de acordo com o EN calculado.

Fonte [18]

Na figura 64 são apresentadas as dimensões e peso dos ferros escolhidos.



Weight (in kgs)	A	B	C	D	E
970-1080	1810	1660	540	1530	885
1305-1575	2015	1845	600	1705	985
1980-2140	2100	1920	630	1820	1030
2295-2475	2300	2107	687	1945	1127
2655-2835	2388	2185	711	2016	1168
3040-3445	2560	2345	765	2165	1255
3670-3940	2586	2366	771	2185	1266
5175-5510	2925	2615	850	2350	1400
5850-6225	3034	2600	869	2400	1460

Figura 64: Dimensões dos ferros escolhidos. Fonte [19]

$$PESO DOS FERROS = 2 * 1305 \text{ kg} \quad (\text{Eq. 7.2.5})$$

$$PESO DOS FERROS = 2610 \text{ kg} \quad (\text{Eq. 7.2.6})$$

Determina-se o peso das amarras a partir da figura 65 que apresenta, para diversos diâmetros e tipos de aços diferentes, o peso por cada 27,5 metros. Sendo assim:

$$PESO DAS AMARRAS [kg] = (COMP. AMARRAS [m] / 27,5) * PESO POR QUARTELADA [kg/m] \quad (Eq. 7.2.7)$$

$$PESO DAS AMARRAS [kg] = 385 / 27,5 * 700 \quad (Eq. 7.2.8)$$

$$PESO DAS AMARRAS = 9800 \text{ kg} \quad (Eq. 7.2.9)$$

Chain Diameter	Length of five links	Normal Strength Grade 1		High Strength Grade 2		Extra-high Strength Grade 3		Mass Kilograms per 27.5 meters
		Proof Load	Breaking Load	Proof Load	Breaking Load	Proof Load	Breaking Load	
mm	mm	kN	kN	kN	kN	kN	kN	kg
12.5	275	46.1	65.7	65.7	92.2	92.2	132.4	110
14	308	57.9	82.4	82.4	115.7	115.7	164.8	130
16	352	75.5	106.9	106.9	150.0	150.0	215.7	170
17.5	385	89.2	127.5	127.5	179.5	179.5	260.8	180
19	418	104.9	150.0	150.9	210.8	210.8	301.1	220
20.5	451	122.6	174.6	174.6	244.2	244.2	349.1	260
22	484	140.2	200.1	200.1	280.5	280.5	401.1	300
24	528	166.7	237.3	237.3	332.4	332.4	475.6	340
26	572	194.2	277.5	277.5	389.3	389.3	556.0	420
28	616	224.6	320.7	320.7	449.1	449.1	642.3	480

Figura 65: Características das amarras selecionadas. Fonte [20]

Para determinar a força que deve ser realizada pelo molinete calcula-se o peso do sistema de ancoragem:

$$PESO DE ANCORAGEM [kg] = PESO AMARRAS [kg] + PESO FERROS [kg] \quad (Eq. 7.2.10)$$

$$PESO DE ANCORAGEM [kg] = 5880 + 2610 \quad (Eq. 7.2.11)$$

$$PESO DE ANCORAGEM = 8490 \text{ kg} \quad (Eq. 7.2.12)$$

Com o peso calculado obtêm-se o valor da força que o molinete deve ser capaz de exercer:

$$FORÇA MOLINETE [kN] = PESO ANCORAGEM [kN] * F. SEGURANÇA \quad (Eq. 7.2.13)$$

$$FORÇA MOLINETE [kN] = (8490 [kg] * 9,81 [m/s^2]) * 1,5 \quad (Eq. 7.2.14)$$

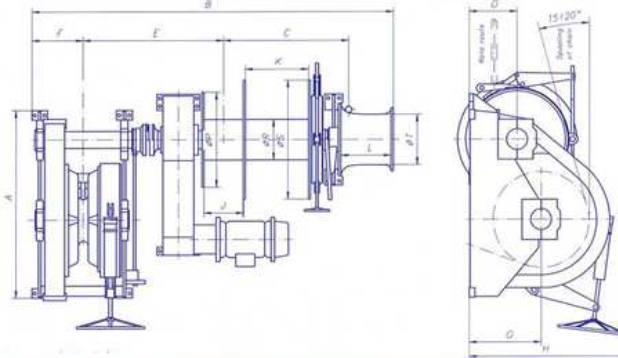
$$FORÇA\ MOLINETE = 124,9\ kN \quad (Eq.\ 7.2.15)$$

A partir do valor acima, foi escolhido o molinete com as características apresentadas na figura 66.

## COMBINED WINDLASS/MOORING WINCHES WITH ELECTRIC DRIVE

Technical parameters

Type of Winch	Nominal Pull	Nominal Speed	Light Line Speed	Ropes		Length of Rope		Warping End Nominal Pull	Minimum Output of Electric Motor	Nominal Diameter of Anchor Chain K3
	[kN]	[m/min]	[m/min]	Diam. of Steel Rope [mm]	Diam. of Synth. Rope [mm]	Steel Rope [m]	Synth. Rope [m]			
C6D	60			18	48	180		50	18 ÷ 26	36 ÷ 52
C8D	80			22	56			50	25 ÷ 35	44 ÷ 60
C10D	100			24	60			70	30 ÷ 45	52 ÷ 68
C12D	125	15	30	26	64	200	100	35 ÷ 45	52 ÷ 68	
C16D	160			32	76	250		125	45 ÷ 59	62 ÷ 78
C20D	200			36	88			150	59 ÷ 95	70 ÷ 102
C25D	250			40	96			200	75 ÷ 115	81 ÷ 111



Type of Winch	Dimensions [mm]															Weight (with motor)
Steel rope	A	B	C	D	E	F	H	J	K	L	O	ØP	ØR	ØS	ØT	[kg]
C6D + PK	1500	3015	785	500	1470	435	1500	895	-	360	800	600	355	850	360	5480
C8D + PK	1500	3305	900	500	1570	435	1500	1100	-	450	800	600	355	850	450	5570
C10D + PK	1780	3710	910	600	1775	500	1800	1230	-	450	850	650	406	1100	450	6 200
C12D + PK	1780	3710	910	600	1775	500	1800	1230	-	450	850	650	457	1100	450	6 300
C16D + PK	1975	4310	1020	600	2100	565	1915	1420	-	560	900	1100	530	1100	560	8 600
C20D + PK	2345	4580	1180	600	2220	645	2015	1420	-	630	900	1100	580	1100	630	11 000
C25D + PK	2350	4860	1340	600	2290	725	2165	1400	-	630	1000	1100	640	1100	630	13 700

Figura 66: Características do molinete selecionado. Fonte [21]

## 8. POSICIONAMENTO DINÂMICO

Para analisar a capacidade de posicionamento dinâmico da embarcação, serão utilizados os cálculos apresentados pela API – American Petroleum Institute em *Design and Analysis of Stationkeeping Systems for Floating Structures* [23]. De acordo com o apêndice C temos:

## FORÇA DEVIDO À CORRENTEZA

- a) Força devido à correnteza de proa ou de popa

$$F_{cx} = C_{cx} S V_c^2 \quad (\text{Eq. 8.1})$$

Onde:

$F_{cx}$  = Força da correnteza na proa [N]

$C_{cx}$  = Coeficiente da força da correnteza de proa

$$= 2,89 \text{ [N.seg}^2/\text{m}^4]$$

$S$  = Área molhada [m<sup>2</sup>]

$V_c$  = Velocidade da correnteza [m/seg]

Para o cálculo das forcas devido à ação da correnteza considerou-se a velocidade de 2 m/s, equivalente a 3,88 nós.

- b) Força devido à correnteza de través

$$F_{cyx} = C_{cy} S V_c^2 \quad (\text{Eq. 8.2})$$

Onde:

$F_{cy}$  = Força da correnteza de través [N]

$C_{cy}$  = Coeficiente da força da correnteza de través

$$= 72,37 \text{ [N.seg}^2/\text{m}^4]$$

$S$  = Área molhada [m<sup>2</sup>]

$V_c$  = Velocidade da correnteza [m/seg]

## FORÇA DEVIDO AO VENTO

A força devido ao vento deve ser calculada conforme fórmula abaixo e tabelas 5 e 6:

$$F_w = C_w \sum (C_s C_h A) V_w^2 \quad (\text{Eq. 8.3})$$

Onde:

$F_w$  = Força do vento [N]

$$C_w = 0,615 \text{ [N.seg}^2/\text{m}^4]$$

$C_s$  = Coeficiente de forma

$C_h$  = Coeficiente de altura

A = Altura vertical projetada de cada superfície exposta ao vento [m<sup>2</sup>]

$V_w$  = Velocidade do vento [m/seg]

Tabela 5: Coeficientes de forma

Table C.1—Wind Force Shape Coefficients

Exposed Area	$C_s$
Cylindrical shapes	0.50
Hull (surface above waterline)	1.00
Deck house	1.00
Isolated structural shapes (cranes, channels, beams, angles)	1.50
Under deck areas (smooth surfaces)	1.00
Under deck areas (exposed beams and girders)	1.30
Rig derrick	1.25

Tabela 6: Coeficientes de altura para vento de 1 minuto

Table C.2—Wind Force Height Coefficients  
(for 1-Minute Wind)

Height of Area Centroid Above Water Level				
Feet		Meters		$C_h$
Over	Not Exceeding	Over	Not Exceeding	
0	50	0	15.3	1.00
50	100	15.3	30.5	1.18
100	150	30.5	46.0	1.31
150	200	46.0	61.1	1.40
200	250	61.0	76.0	1.47

Note: This table applies to the approach using 1-minute constant wind (3.3).

A nota ao final da tabela 6 refere-se ao ajuste na velocidade do vento de acordo com a constante de 1 minuto, conforme a fórmula abaixo.

$$V_t = \alpha V_{hr} \quad (\text{Eq. 8.4})$$

Onde:

$V_t$  = velocidade do vento no intervalo t, em [m/s]

$\alpha$  = fator de tempo, conforme tabela C.3 (tabela 7)

$V_{hr}$  = velocidade média do vento em 1 hora [m/s]

Tabela 7: Fator de tempo da velocidade do vento

Table C.3—Wind Velocity Time Factor

Average Time Period $t$	Time Factor $\alpha$
1 hour	1.000
10 min.	1.060
1 min.	1.180
15 sec.	1.260
5 sec.	1.310
3 sec.	1.330

Como segurança, a velocidade do vento utilizada para os cálculos de posicionamento dinâmico será definida como sendo igual a 30 nós, ou 55,5 km/h, equivalente ao estado de mar 7 na escala *Beaufort*, cerca de duas vezes a velocidade incidente na região de atuação da embarcação, 15,55 nós. A figura 67 representa o estado de mar em questão.



Figura 67: Aparência do estado de mar 7 na escala *Beaufort*. Fonte [24]

Dessa forma:

$$V_t = \alpha V_{hr} \quad (\text{Eq. 8.5})$$

$$V_t = 1,18 * 30 \text{ [nós]} \quad (\text{Eq. 8.6})$$

$$V_t = 35,4 \text{ [nós]} \text{ ou } 65,5 \text{ [km/h]} \quad (\text{Eq. 8.7})$$

## FORÇA DEVIDO AOS EFEITOS AMBIENTAIS

Calcula-se a força resultante devido aos efeitos ambientais como sendo a soma das contribuições do vento e da correnteza:

$$F_{Ambiental} = F_{Vento} + F_{Correnteza} \quad (\text{Eq. 8.8})$$

### 8.1 MONOCASCO (320D)

#### FORÇA DEVIDO À CORRENTEZA

a) Força devido à correnteza de proa ou de popa

$$F_{cx} = C_{cx} S V_c^2 \quad (\text{Eq. 8.1.1})$$

$$F_{cx} = 2,89 \text{ [N.seg}^2/\text{m}^4] * 279,48 \text{ [m}^2] * (2 \text{ [m/seg]})^2 \quad (\text{Eq. 8.1.2})$$

$$F_{cx} = 3230,8 \text{ N} \quad (\text{Eq. 8.1.3})$$

b) Força devido à correnteza de través

$$F_{cy} = C_{cy} S V_c^2 \quad (\text{Eq. 8.1.4})$$

$$F_{cy} = 72,37 \text{ [N.seg}^2/\text{m}^4] * 279,48 \text{ [m}^2] * (2 \text{ [m/seg]})^2 \quad (\text{Eq. 8.1.5})$$

$$F_{cy} = 80903,9 \text{ N} \quad (\text{Eq. 8.1.6})$$

A força devido ao vento deve ser calculada conforme a fórmula abaixo e as áreas apresentadas na figura 68:

$$F_w = C_w \sum (C_s C_h A) V_w^2 \quad (\text{Eq. 8.1.7})$$

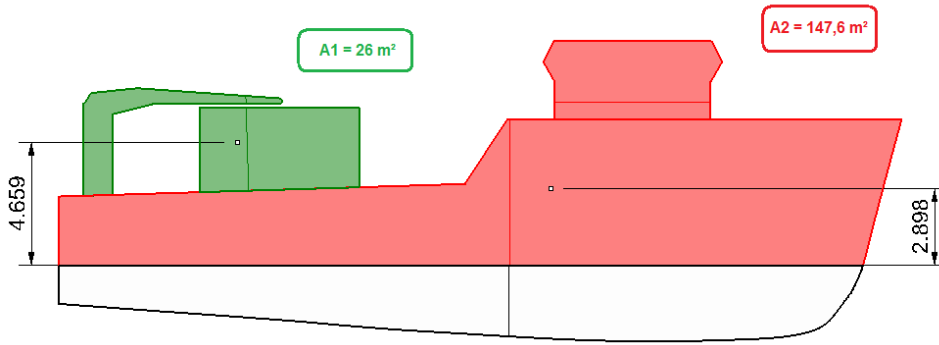


Figura 68: Áreas laterais para o cálculo da força do vento

$$F_w = 0,615 \text{ [N.seg}^2\text{/m}^4] * ((1,5 * 1 * 26) + (1 * 1 * 147,6)) * (35,4[\text{nós}] * 0,5144 \text{ [m/s/nós]})^2 \quad (\text{Eq. 8.1.8})$$

$$F_w = 38012,8 \text{ N} \quad (\text{Eq. 8.1.9})$$

### FORÇA DEVIDO AOS EFEITOS AMBIENTAIS

Calcula-se a força resultante devido aos efeitos ambientais:

$$F_{Ambiental} = F_{Correnteza} + F_{Vento} \quad (\text{Eq. 8.1.10})$$

$$F_{Ambiental} = 80903,9 + 38012,8 \quad (\text{Eq. 8.1.11})$$

$$F_{Ambiental} = 118,9 \text{ kN} \quad (\text{Eq. 8.1.12})$$

### ESCOLHA DO BOW THRUSTER

Cada hidrojato selecionado é capaz de fornecer 97,5 kN de empuxo, consumindo 2000 bkW, porém para o dimensionamento do *bow thruster* considera-se que a potência disponível será igual a 80% da máxima e que o empuxo fornecido é reduzido proporcionalmente a este valor, ou seja, 78 kN. Como o ângulo máximo de giro dos hidrojatos é de 30 graus, e supondo o equilíbrio entre forças e momentos, calcula-se a componente transversal ao eixo longitudinal do navio, figura 69:

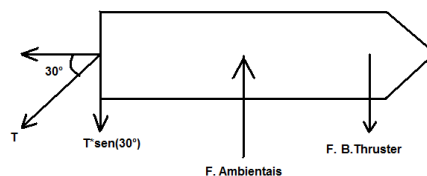


Figura 69: Forças atuantes no navio



$$T [kN] = 80\% * (2*97,5) \quad (\text{Eq. 8.1.13})$$

$$T = 156 [kN] \quad (\text{Eq. 8.1.14})$$

$$T \text{ sen}(30^\circ) = 156 * 0,5 \quad (\text{Eq. 8.1.15})$$

$$T \text{ sen}(30^\circ) = 78 [kN] \quad (\text{Eq. 8.1.16})$$

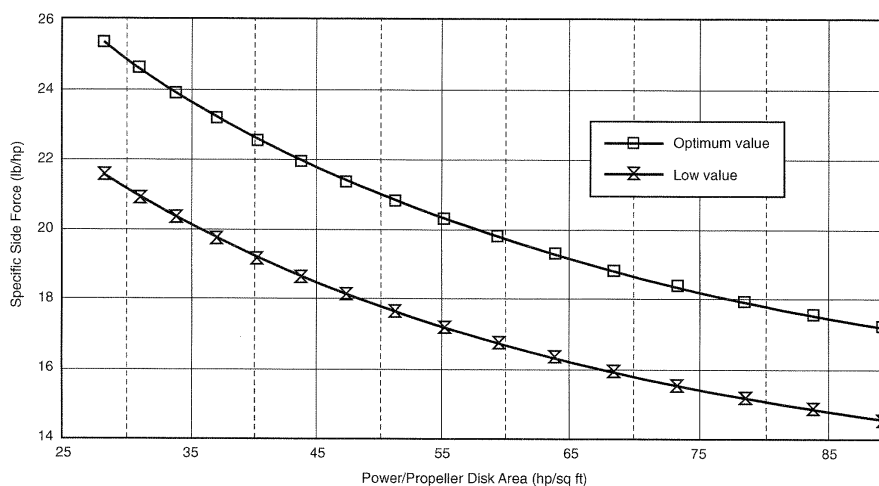
Calcula-se então a força que deve ser feita pelo *bow thruster* para contrapor as forças ambientais:

$$F_{B.Thruster} [kN] = F. Ambientais[kN] - T \text{ sen}(30^\circ)[kN] \quad (\text{Eq. 8.1.17})$$

$$F_{B.Thruster} [kN] = 118,9 - 78 \quad (\text{Eq. 8.1.18})$$

$$F_{B.Thruster} = 40,9 [kN] \quad (\text{Eq. 8.1.19})$$

Utilizando a figura 70, apresentada no apêndice F da API – *American Petroleum Institute em Design and Analysis of Stationkeeping Systems for Floating Structures* [23], para determinar o empuxo disponível pelos propulsores de vante, percebe-se que o valor do empuxo específico fornecido aumenta quando a razão potência entregue/área do disco propulsor diminui.



Note: Power delivered to the propeller.

Figure F.3—Side Force, Tunnel Thrusters

Figura 70: Força lateral para propulsores do tipo túnel

Sendo assim adotou-se o valor aproximado de 21 lb/hp como sendo o empuxo específico para referência na curva “*low value*”, conforme mostrado na figura 71.

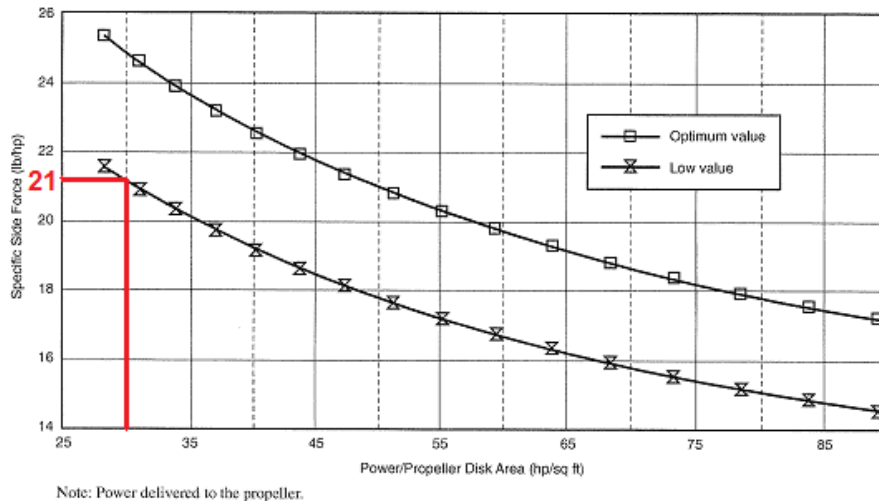


Figure F.3—Side Force, Tunnel Thrusters

Figura 71: Valor do empuxo específico adotado como referência

Dessa forma calcula-se:

$$F_{B.THRUSTER} [lbf] = 40,9 [kN] * \frac{1 [kgf]}{0,00981 [kN]} * \frac{1 [lbf]}{0,453 [kgf]} \quad (\text{Eq. 8.1.20})$$

$$F_{B.Thruster} = 9203,6 \text{ lbf} \quad (\text{Eq. 8.1.21})$$

$$\text{Potência entregue [hp]} = F_{B.Thruster} [lbf] / \text{Força lateral específica [lbf/hp]} \quad (\text{Eq. 8.1.22})$$

$$\text{Potência entregue [hp]} = 9203,6 / 21 \quad (\text{Eq. 8.1.23})$$

$$\text{Potência entregue} = 438,3 \text{ [hp]} = 326,5 \text{ [kW]} \quad (\text{Eq. 8.1.24})$$

Com o valor da potência entregue ao propulsor calcula-se a área do disco e conseqüentemente seu diâmetro:

$$\text{Área do disco propulsor [ft}^2\text{]} = \text{Potência entregue [hp]} / \text{Razão Potência entregue [hp]/área do disco propulsor [ft}^2\text{]} \quad (\text{Eq. 8.1.25})$$

$$\text{Área do disco propulsor [ft}^2\text{]} = 438,3 / 30 \quad (\text{Eq. 8.1.26})$$

$$\text{Área do disco propulsor} = 14,61 \text{ [ft}^2\text{]} \quad (\text{Eq. 8.1.27})$$

$$\text{Área do disco propulsor [m}^2\text{]} = 14,61 \text{ [ft}^2\text{]} / (1/0,3048^2) \text{ [m}^2\text{/ft}^2\text{]} \quad (\text{Eq. 8.1.28})$$

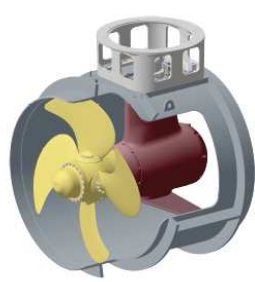
$$\text{Área do disco propulsor} = 1,36 \text{ [m}^2\text{]} \quad (\text{Eq. 8.1.29})$$

$$\text{Diâmetro do disco [m]} = \sqrt{\frac{4 * \text{Área do disco [m}^2\text{]}}{\pi}} \quad (\text{Eq. 8.1.30})$$

$$\text{Diâmetro do disco} = 1,315 \text{ m} \quad (\text{Eq. 8.1.31})$$

Com este valor, foi selecionado o modelo de bow thruster do fabricante Brunvoll mostrado na figura 72. Devido a falta de informações com relação ao peso do equipamento, foi estimado o valor de 2 toneladas para o conjunto propulsor e motor elétrico de vante.

Brunvoll standard tunnel thrusters are designed for the most demanding requirements according to North Sea offshore standards, and are used on all types of ships.



	Propeller diameter mm	Power range kW
FU 37	850	75 - 200
	1100	100 - 250
FU 45	1225	185 - 300
	1315	275 - 450
FU 63	1550	400 - 700
	1750	550 - 900
FU 74	2000	800 - 1400
FU 80	2250	1100 - 1500
FU 100	2450	1500 - 2200
	2750	1800 - 2500

Figura 72: Bow thruster selecionado. Fonte [25]

De acordo com o diâmetro do propulsor, posicionou-se o bow thruster de forma a garantir sua completa imersão mantendo a extremidade superior do túnel a 958 milímetros abaixo da linha d'água de projeto, conforme mostra a figura 73.

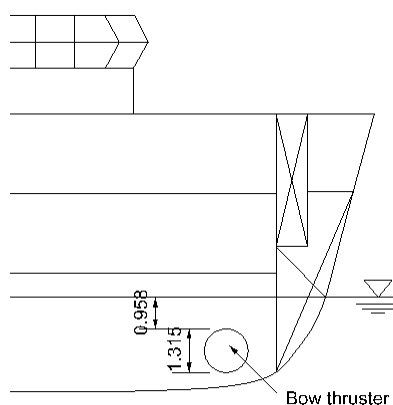


Figura 73: posicionamento do Bow thruster na proa do navio

## 8.2 CATAMARÃ(150A)

### FORÇA DEVIDO À CORRENTEZA

c) Força devido à correnteza de proa ou de popa

$$F_{cx} = C_{cx}SV_c^2 \quad (\text{Eq. 8.2.1})$$

$$F_{cx} = 2,89 [\text{N}\cdot\text{seg}^2/\text{m}^4] * 2 * 183,88 [\text{m}^2] * (2[\text{m}/\text{seg}])^2 \quad (\text{Eq. 8.2.2})$$

$$F_{cx} = 4251,3 \text{ N} \quad (\text{Eq. 8.2.3})$$

d) Força devido à correnteza de través

$$F_{cy} = C_{cy}SV_c^2 \quad (\text{Eq. 8.2.4})$$

Para o cálculo da força devido à correnteza de través, será considerado que o segundo casco atingido pela corrente receberá apenas 25% da força exercida no primeiro casco. Dessa forma:

$$F_{cy \text{ CASCO } 1} = 72,37 [\text{N}\cdot\text{seg}^2/\text{m}^4] * 183,88 [\text{m}^2] * (2[\text{m}/\text{seg}])^2 \quad (\text{Eq. 8.2.5})$$

$$F_{cy \text{ CASCO } 1} = 53229,6 \text{ N} \quad (\text{Eq. 8.2.6})$$

$$F_{cy \text{ CASCO } 2} = 25\% F_{cy \text{ CASCO } 1} \quad (\text{Eq. 8.2.7})$$

$$F_{cy \text{ CASCO } 2} = 13307,4 \text{ N} \quad (\text{Eq. 8.2.8})$$

$$F_{cy} = F_{cy \text{ CASCO } 1} + F_{cy \text{ CASCO } 2} \quad (\text{Eq. 8.2.9})$$

$$F_{cy} = 66537,9 \text{ N} \quad (\text{Eq. 8.2.10})$$

A força devido ao vento deve ser calculada conforme a fórmula abaixo e as áreas apresentadas na figura 74:

$$F_w = C_w \sum (C_s C_h A) V_w^2 \quad (\text{Eq. 8.2.11})$$

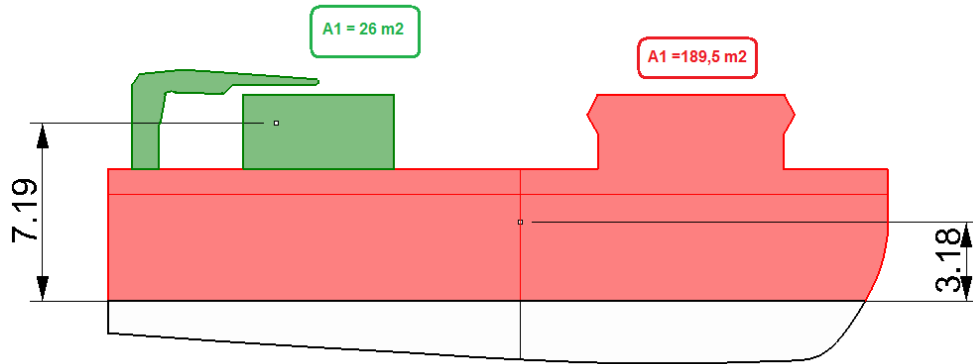


Figura 74: Áreas laterais para o cálculo da força do vento

$$F_w = 0,615 \text{ [N.seg}^2/\text{m}^4] * ((1,5 * 1 * 26) + (1 * 1 * 189,5)) * (35,4[\text{nós}] * 0,5144 \text{ [m/s/nós]})^2 \quad (\text{Eq. 8.2.12})$$

$$F_w = 46598,2 \text{ N} \quad (\text{Eq. 8.2.13})$$

### FORÇA DEVIDO AOS EFEITOS AMBIENTAIS

Calcula-se a força resultante devido aos efeitos ambientais:

$$F_{Ambiental} = F_{Correnteza} + F_{Vento} \quad (\text{Eq. 8.2.14})$$

$$F_{Ambiental} = 66537,9 + 46598,2 \quad (\text{Eq. 8.2.15})$$

$$F_{Ambiental} = 113,1 \text{ kN} \quad (\text{Eq. 8.2.16})$$

### ESCOLHA DO BOW THRUSTER

Cada hidrojato selecionado é capaz de fornecer 70,3 kN de empuxo, consumindo 1500 kW, porém para o dimensionamento do *bow thruster* considera-se que a potência disponível será igual a 80% da máxima e que o empuxo fornecido é reduzido proporcionalmente a este valor, ou seja, 56,24 kN. Como o ângulo máximo de giro dos hidrojetos é de 30 graus, calcula-se componente transversal ao eixo longitudinal do navio, figura 75:

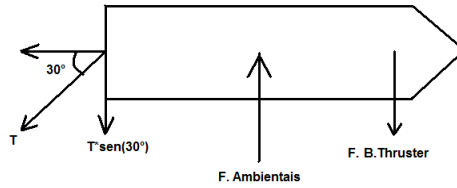


Figura 75: Forças atuantes no navio

$$T [kN] = 80\% * (2*70,3) \quad (\text{Eq. 8.2.17})$$

$$T = 112,48 [kN] \quad (\text{Eq. 8.2.18})$$

$$T \text{ sen}(30^\circ) = 112,48 * 0,5 \quad (\text{Eq. 8.2.19})$$

$$T \text{ sen}(30^\circ) = 56,24 [kN] \quad (\text{Eq. 8.2.20})$$

Calcula-se então a força que deve ser feita pelo *bow thruster* para contrapor as forças ambientais:

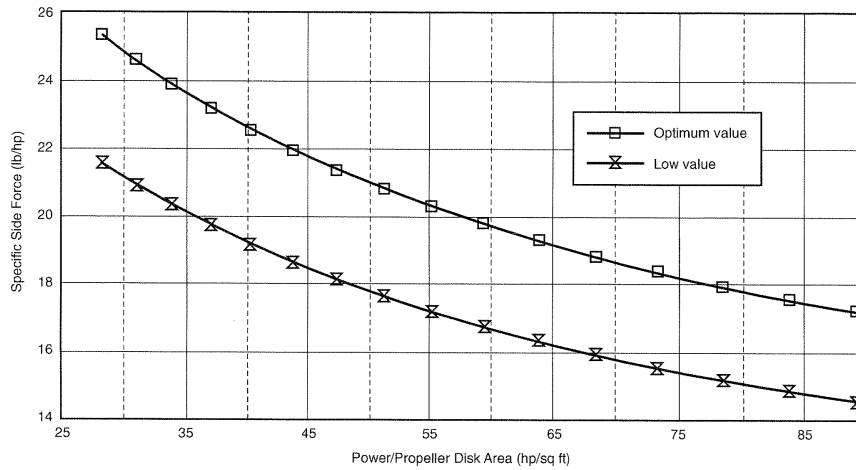
$$F_{B.Thruster} [kN] = F. Ambientais[kN] - T \text{ sen}(30^\circ)[kN] \quad (\text{Eq. 8.2.21})$$

$$F_{B.Thruster} [kN] = 113,1 - 56,24 \quad (\text{Eq. 8.2.22})$$

$$F_{B.Thruster} = 56,86 [kN] \quad (\text{Eq. 8.2.23})$$

Ao comparar o catamarã com o conceito monocasco percebe-se que este apresenta menor calado de projeto e maior força requerida pelo bow thruster. Dessa forma, optou-se por utilizar dois propulsores de vante e assim garantir a completa imersão dos mesmos, nas diferentes condições de carregamento.

Utilizando a figura 76, apresentada no apêndice F da API – *American Petroleum Institute* em *Design and Analysis of Stationkeeping Systems for Floating Structures* [23], para determinar o empuxo disponível pelos propulsores de vante, percebe-se que o valor do empuxo específico fornecido aumenta quando a razão potência entregue/área do disco propulsor diminui.

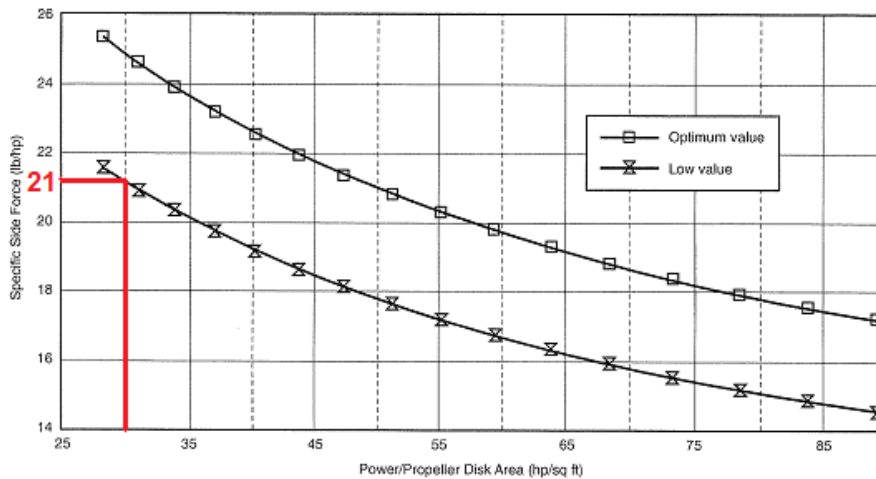


Note: Power delivered to the propeller.

Figure F.3—Side Force, Tunnel Thrusters

Figura 76: Força lateral para propulsores do tipo túnel

Sendo assim adotou-se o valor aproximado de 21 lb/hp como sendo o empuxo específico para referência na curva “low value”, conforme mostrado na figura 77.



Note: Power delivered to the propeller.

Figure F.3—Side Force, Tunnel Thrusters

Figura 77: valor do empuxo específico adotado como referência

Dessa forma calcula-se:

$$F_{B.THRUSTER} [lbf] = 56,86 / 2 [kN] * \frac{1 [kgf]}{0,00981 [kN]} * \frac{1 [lbf]}{0,453 [kgf]} \quad (\text{Eq. 8.2.24})$$

$$F_{B.Thruster} = 6397,5 \text{ lbf} \quad (\text{Eq. 8.2.25})$$

$$\text{Potência entregue [hp]} = F_{B.Thruster} [lbf] / \text{Força lateral específica [lbf/hp]} \quad (\text{Eq. 8.2.26})$$

$$\text{Potência entregue [hp]} = 6397,5 / 21 \quad (\text{Eq. 8.2.27})$$

$$\text{Potência entregue} = 304,6 \text{ [hp]} = 226,9 \text{ [kW]} \quad (\text{Eq. 8.2.28})$$

Com o valor da potência entregue ao propulsor calcula-se a área do disco e conseqüentemente seu diâmetro:

$$\text{Área do disco propulsor [ft}^2\text{]} = \text{Potência entregue [hp]} / \text{Razão Potência entregue [hp]/área do disco propulsor [ft}^2\text{]} \quad (\text{Eq. 8.2.29})$$

$$\text{Área do disco propulsor [ft}^2\text{]} = 304,6 / 30 \quad (\text{Eq. 8.2.30})$$

$$\text{Área do disco propulsor} = 10,15 \text{ [ft}^2\text{]} \quad (\text{Eq. 8.2.31})$$

$$\text{Área do disco propulsor [m}^2\text{]} = 10,15 \text{ [ft}^2\text{]} / (1/0,3048^2) \text{ [m}^2\text{/ft}^2\text{]} \quad (\text{Eq. 8.2.32})$$

$$\text{Área do disco propulsor} = 0,94 \text{ [m}^2\text{]} \quad (\text{Eq. 8.2.33})$$

$$\text{Diâmetro do disco [m]} = \sqrt{\frac{4 * \text{Área do disco [m}^2\text{]}}{\pi}} \quad (\text{Eq. 8.2.34})$$

$$\text{Diâmetro do disco} = 1,09 \text{ m} \quad (\text{Eq. 8.2.35})$$

Com este valor, foram selecionados dois *bow thrusters* do fabricante Brunvoll mostrados na figura 78. Devido à falta de informações com relação ao peso do equipamento, foi estimado o valor de 1,25 toneladas para cada conjunto propulsor e motor elétrico de vante.



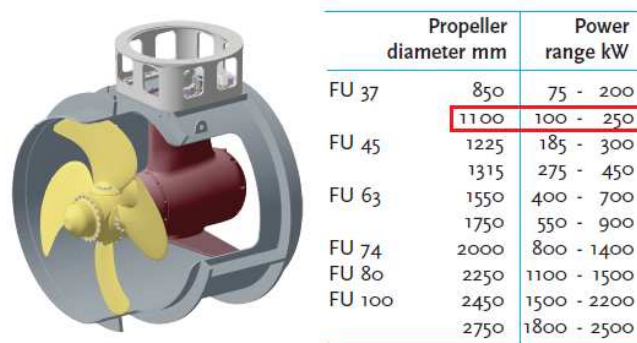


Figura 78: *Bow thrusters* selecionados. Fonte [25]

De acordo com o diâmetro do propulsor, posicionou-se o bow thruster de forma a garantir sua completa imersão mantendo a extremidade superior do túnel a 900 milímetros abaixo da linha d'água de projeto, conforme mostra a figura 79.

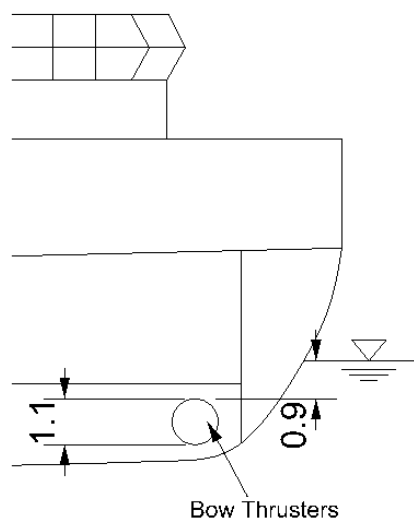


Figura 79: posicionamento do *Bow thruster* na proa do navio

## 9. PESO DOS EQUIPAMENTOS E CENTRO DE GRAVIDADE

### 9.1 MONOCASCO (320D)

A partir da seleção e do posicionamento dos equipamentos principais para a operação da embarcação, pode-se obter seu peso total e centro de gravidade (tabela 8) de acordo com o arranjo geral.

Tabela 8: Pesos e centros de gravidade dos equipamentos

Item	Qde	Pesos	Peso	CG [x]	CG [y]	CG [z]
		unid	Total			
		[kg]	[kg]	[m]	[m]	[m]
ROV 1	1	1500	1500	9,8	0,0	7,0
ROV 2	1	100	100	9,8	0,0	7,0
LARS	1	13200	13200	9,8	0,0	7,0
Motores Propulsão	2	8629	17258	7,0	0,0	3,2
Gerador	2	4661	9322	10,2	0,0	3,0
Caixa Redutora	2	1450	2900	3,9	0,0	2,8
Guindaste	1	3400	3400	1,5	0,0	7,0
WaterJet	2	7806	15612	1,2	0,0	1,7
Fundeio	1	12760	12760	27,0	0,0	4,0
Bow Thruster	1	2000	2000	27,0	0,0	4,0
<b>Peso Total e cg</b>			<b>76.052</b>	<b>9,7</b>	<b>-</b>	<b>3,9</b>

## 9.2 CATAMARÃ (150A)

A partir da seleção dos equipamentos principais para a operação da embarcação pode-se obter o peso total assim como o seu centro de gravidade, de acordo com o arranjo geral (tabela 9).

Tabela 9: Pesos e centros de gravidade dos equipamentos

Item	Qde	Pesos	Peso	CG	CG	CG
		unid	Total	[x]	[y]	[z]
		[kg]	[kg]	[m]	[m]	[m]
ROV 1	1	1.500	1.500	9,8	0,0	7,0
ROV 2	1	100	100	9,8	0,0	7,0
LARS	1	13.200	13.200	9,8	0,0	7,0
Motores Propulsão	2	8.028	16.056	7,0	0,0	3,2
Gerador	2	4.661	9.322	10,2	0,0	3,0
Caixa Redutora	2	2.550	5.100	3,9	0,0	2,8
Guindaste	1	3.400	3.400	2,0	0,0	7,0
WaterJet BB	2	7.806	15.612	1,2	0,0	1,7
Fundeio	1	14.790	14.790	27,0	0,0	1,7
Bow Thruster	2	1.250	2.500	27,0	0,0	1,7
<b>Peso Total e Cg</b>			<b>79.080</b>	<b>10,09</b>	<b>-</b>	<b>3,44</b>

## 10. COMPARTIMENTAÇÃO

Para determinar a dimensão de cada compartimento da embarcação foi utilizada literatura específica para embarcações de alta velocidade, a *ABS High Speed Craft 2001* [18], além das necessidades físicas dos equipamentos e do transporte dos consumíveis.

### 10.1 MONOCASCO (320 D)

#### - ESPAÇAMENTO DE CAVERNAS

Para o espaçamento entre cavernas,  $s$ , adotou-se:

$$s = 500 \text{ mm} \quad (\text{Eq. 10.1.1})$$

#### - POSIÇÃO DA ANTEPARA DO PIQUE TANQUE DE RÉ

O compartimento foi dimensionado de acordo com o espaço necessário para instalar o equipamento de propulsão do jato d'água (figura 80).

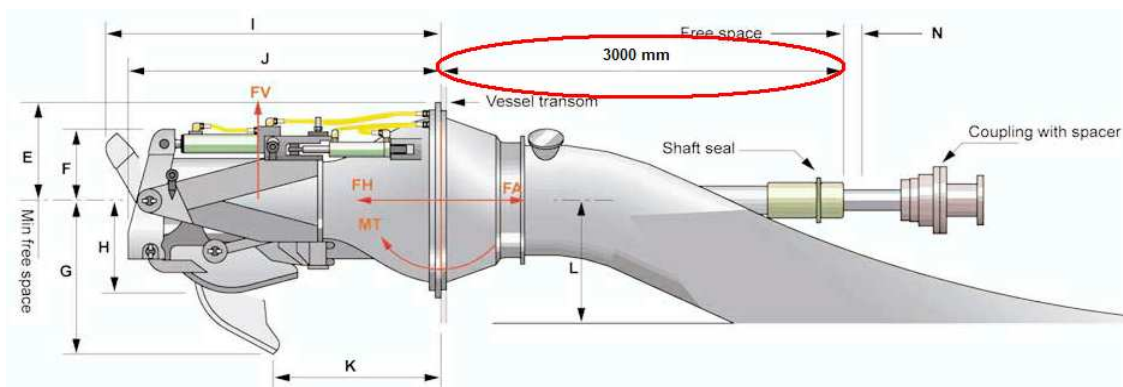


Figura 80: Detalhe para o posicionamento do hidrojato

Dessa forma:

$$\text{COMPRIMENTO PQ. TQ. DE RÉ} = 3000 \text{ mm} \quad (\text{Eq. 10.1.2})$$

#### - FUNDO DUPLO

Como altura mínima para o fundo duplo,  $h_{\text{Mínimo}}$ , adotou-se o seguinte valor:

$$h_{\text{Mínimo}} = 950 \text{ mm} \quad (\text{Eq. 10.1.3})$$

### **- COMPRIMENTO DA PRAÇA DE MÁQUINAS**

Definiu-se o comprimento da praça de máquinas como sendo múltiplo do espaçamento de cavernas, de forma a acomodar os motores principais e demais equipamentos nela contidos.

$$\text{COMPRIMENTO DA PM} = 10 \text{ m} \quad (\text{Eq. 10.1.4})$$

### **- POSIÇÃO DA ANTEPARA DO PIQUE TANQUE DE VANTE**

Segundo o item 3/12.1.2 do regulamento utilizado, a distância mínima entre a roda de proa e a antepara estanque do pique tanque de vante deve ser de  $0,05L$ , onde  $L$  é definido em 3/1.1. Portanto:

$$\text{COMP. MÍNIMO PQ. TQ. VANTE [m]} = 0,05 * L \quad (\text{Eq. 10.1.5})$$

$$\text{COMP. MÍNIMO PQ. TQ. VANTE [m]} = 0,05 * 29,566 \quad (\text{Eq. 10.1.6})$$

$$\text{COMP. MÍNIMO PQ. TQ. VANTE} = 1,478 \text{ [m]} \quad (\text{Eq. 10.1.7})$$

Dessa forma adotou-se:

$$\text{COMPRIMENTO DO PQ. TQ DE VANTE} = 1,5 \text{ m} \quad (\text{Eq. 10.1.8})$$

### **- TANQUES DE CONSUMO**

Para a definição da capacidade dos tanques de consumo, foi estabelecida como área de operação a Bacia de Santos, localizada no litoral do estado do Rio de Janeiro. De acordo com a distância entre o continente e área de atuação, de aproximadamente 250 quilômetros, conforme figura 81, calcula-se para uma viagem redonda (de ida e volta):

$$\text{TEMPO DE VIAGEM [horas]} = \text{DISTÂNCIA [milhas]} * \text{VELOCIDADE [nós]} \quad (\text{Eq. 10.1.9})$$

$$\text{TEMPO DE VIAGEM [horas]} = 2 * 250 \text{ [km]} / 1,852 \text{ [milhas / km]} * 16 \text{ [nós]} \quad (\text{Eq. 10.1.10})$$

$$\text{TEMPO DE VIAGEM} = 16 \text{ horas e } 52 \text{ minutos} \quad (\text{Eq. } 10.1.11)$$



Figura 81: Distância entre o continente e a área de atuação. Fonte [26]

Conforme apresentado, o tempo de viagem gasto entre o continente e os campos de produção é 16 horas e 52 minutos, na velocidade de serviço de 16 nós. Considerando eventuais condições ruins de mar, causando uma necessidade na redução de velocidade, será estabelecida para este trajeto a duração de um dia. Considerando a janela de operação de oito dias e o tempo de navegação entre o continente e a zona de atuação, foi estabelecida a autonomia mínima de nove dias. Para definir a capacidade dos tanques de consumo dividiu-se a operação do navio em quatro categorias principais: Navegação, Posicionamento DP, Sob Máquinas e Fundeado. De acordo com as solicitações de cada tipo de operação e os dados de consumo dos motores diesel obtidos, além da estimativa de consumo de água potável pela tripulação, chegaram-se aos valores representados na tabela 11:

Tabela 11: Consumo de óleo diesel e água potável

Autonomia 9 [Dias]				
Consumo de Oleo Diesel				
Equipamento	Navegação	Posicionamento DP	Sob máquinas	Fundeado
	24% do tempo	70% do tempo	5% do tempo	1% do tempo
	ton	ton	ton	ton
Motor Principal	40,871	59,603	2,129	-
Gerador	9,642	14,062	2,009	0,402
<b>SOMA TOTAL</b>	<b>128,717</b>			

Autonomia 9 [Dias]				
Consumo de Água Potável				
Item	Consumo	Consumo	Consumo	Peso Total
	[l/Dia/Tripulante]	[l/Dia]	[l]	[kg]
Água Potável	150	1.202	10.818	10.818
<b>SOMA:</b>				<b>10.818</b>

Com esses dados foi possível modelar os volumes necessários e fazer o arranjo dos compartimentos abaixo do convés principal (figuras 82, 83 e 84).

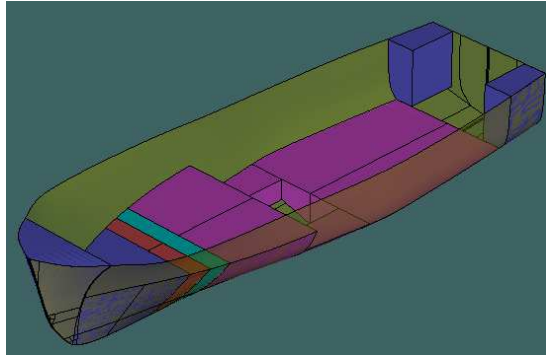


Figura 82: Vista em perspectiva dos tanques modelados no programa Hidromax

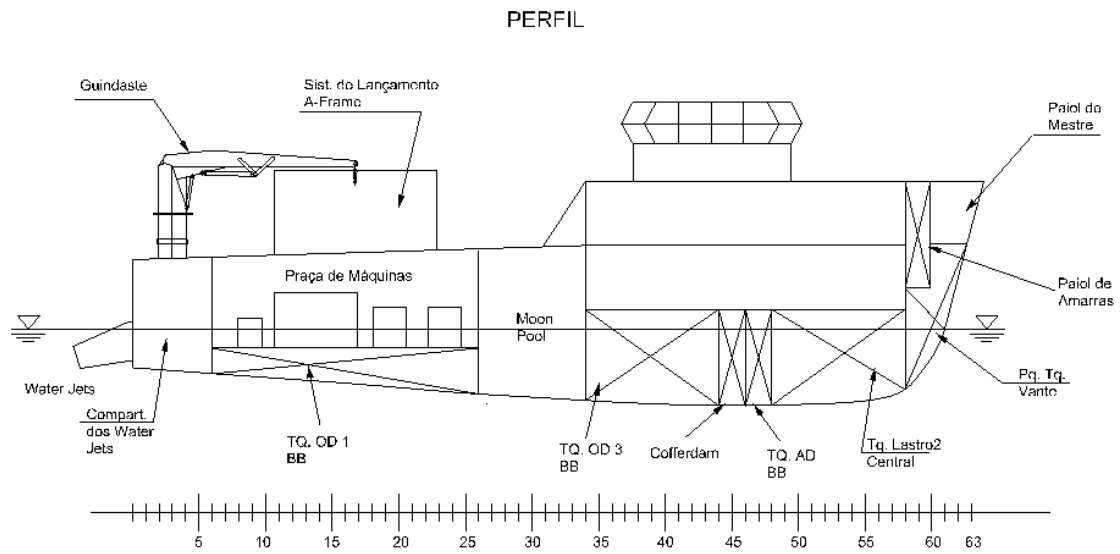


Figura 83: Arranjo de Tanques - Vista do perfil na linha de centro

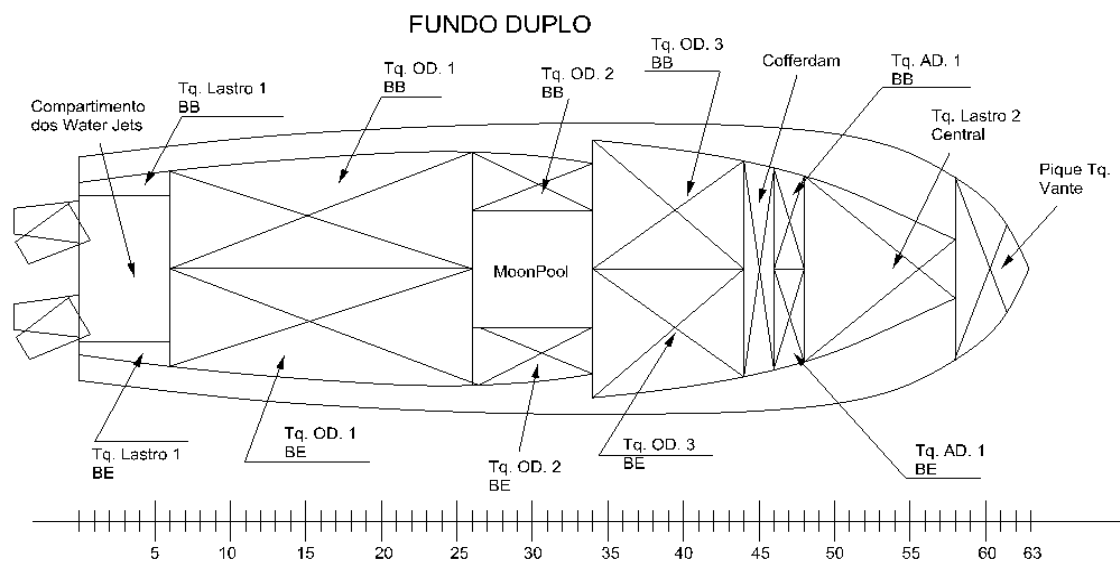


Figura 84: Arranjo de Tanques - Vista do teto do fundo duplo

## 10.2 CATAMARÃ (150A)

### - ESPAÇAMENTO DE CAVERNAS

Para espaçamento entre cavernas,  $s$ , adotou-se:

$$s = 500 \text{ mm} \quad (\text{Eq. 10.2.1})$$

### - POSIÇÃO DA ANTEPARA DO PIQUE TANQUE DE RÉ

Foi dimensionado de acordo com o espaço necessário para instalar o equipamento de propulsão do jato d'água (figura 85).

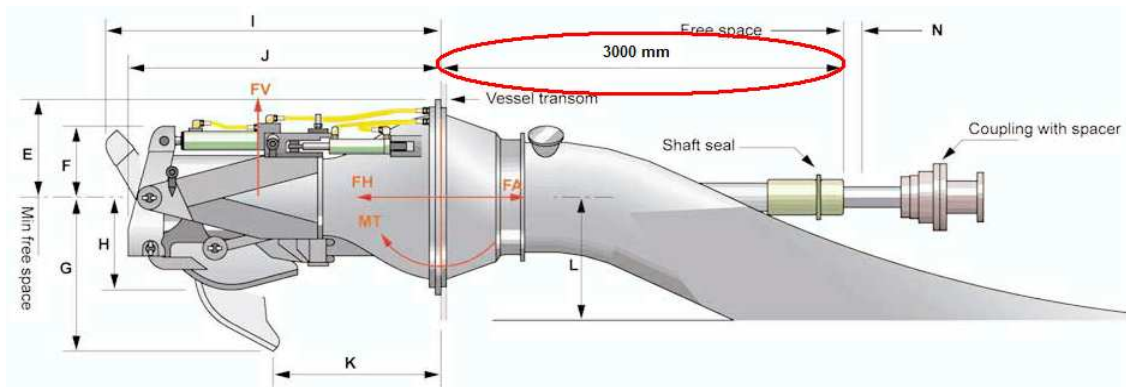


Figura 85: Detalhe das dimensões do hidrojato

Dessa forma:

$$\text{COMPRIMENTO DO PIQUE TANQUE DE RÉ} = 3000 \text{ mm} \quad (\text{Eq. 10.2.2})$$

### - FUNDO DUPLO

Como altura mínima para o fundo duplo,  $h_{\text{Mínimo}}$ , adotou-se o seguinte valor:

$$h_{\text{Mínimo}} = 950 \text{ mm} \quad (\text{Eq. 10.2.3})$$

## **- PRAÇA DE MÁQUINAS**

Definiu-se o comprimento da praça de máquinas como sendo múltiplo do espaçamento de cavernas, de forma a acomodar os motores principais e demais equipamentos nela contidos.

$$\text{COMPRIENTO DA PM} = 13,5 \text{ m} \quad (\text{Eq. 10.2.4})$$

## **- POSIÇÃO DA ANTEPARA DO PIQUE TANQUE DE VANTE**

Segundo o item 3/12.1.2 do regulamento utilizado, a distância mínima entre a roda de proa e a antepara estanque do pique tanque de vante deve ser de  $0,05L$ , onde  $L$  é definido em 3/1.1. Portanto:

$$\text{COMP. MÍNIMO PQ. TQ. VANTE [m]} = 0,05 * L \quad (\text{Eq. 10.2.5})$$

$$\text{COMP. MÍNIMO PQ. TQ. VANTE [m]} = 0,05 * 29,566 \quad (\text{Eq. 10.2.6})$$

$$\text{COMP. MÍNIMO PQ. TQ. VANTE} = 1,478 \text{ [m]} \quad (\text{Eq. 10.2.7})$$

Dessa forma adotou-se:

$$\text{COMPRIENTO DO PQ. TQ DE VANTE} = 1,5 \text{ m} \quad (\text{Eq. 10.2.8})$$

## **- TANQUES DE CONSUMO**

Conforme apresentado para o monocasco, o tempo de viagem gasto entre o continente e os campos de produção, em uma viagem de ida e volta, é 16 horas e 52 minutos, na velocidade de serviço de 16 nós. Considerando eventuais condições ruins de mar, causando uma necessidade na redução de velocidade, será estabelecida para este trajeto a duração de um dia. Entretanto, devido ao menor deslocamento do catamarã, se comparado ao monocasco, foi necessário reduzir a janela de operação para sete dias, de forma a respeitar o deslocamento na linha d'água de projeto, resultando em uma autonomia mínima de oito dias.

Para definir a capacidade dos tanques de consumo dividiu-se a operação do navio em quatro categorias principais: Navegação, Posicionamento DP, Sob Máquinas e Fundeado. De acordo com as solicitações de cada tipo de operação e os dados de



consumo dos motores diesel obtidos, além da estimativa de consumo de água potável pela tripulação, chegaram-se aos valores representados na tabela 12:

Tabela 12: Consumo de óleo diesel e água potável

Autonomia = 8 Dias

Consumo de Óleo Diesel				
Equipamento	Navegação	Posicionamento DP	Sob máquinas	Fundeado
	24% do tempo	70% do tempo	5% do tempo	1% do tempo
	ton	ton	ton	ton
Motor Principal	27,427	39,997	1,905	-
Gerador	13,200	19,476	5,888	0,550
<b>SOMA TOTAL</b>	<b>108,442</b>			

Autonomia = 8 Dias

Consumo de Água Potável				
Item	Consumo	Consumo	Consumo	PesoTotal
	[l/Dia/Tripulante]	[l/Dia]	[l]	[kg]
Água Potável	150	1.200	9.600	9.600
<b>SOMA:</b>				<b>9.600</b>

Com esses dados foi possível modelar os volumes necessários e fazer o arranjo dos compartimentos abaixo do convés principal (figuras 86, 87 e 88).

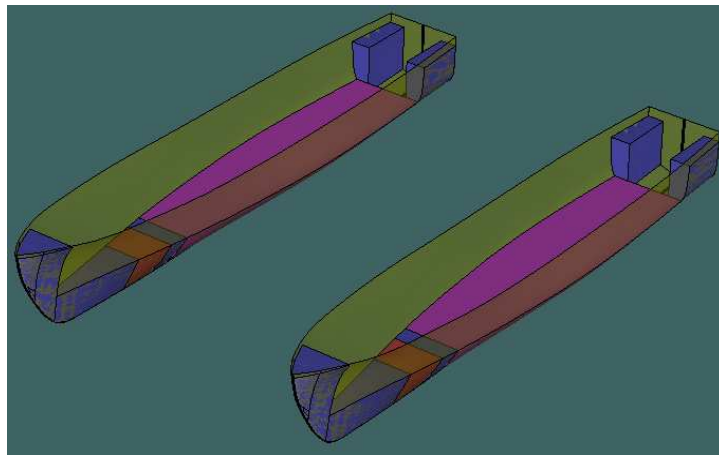


Figura 86: Perspectiva dos tanques dos consumíveis modelados no programa Hidromax

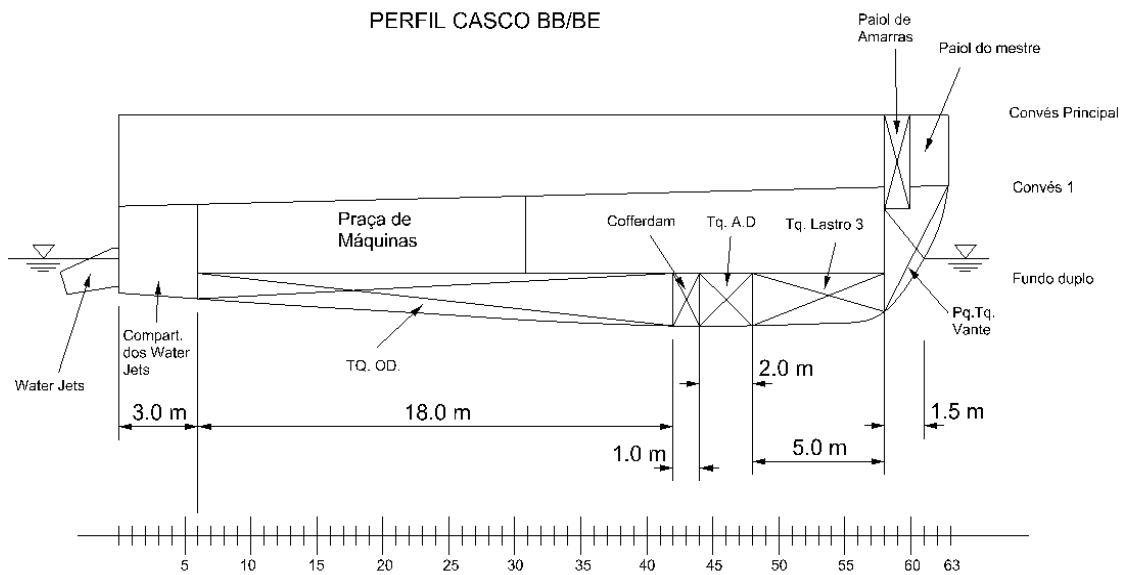


Figura 87: Vista do perfil na linha de centro dos cascos bombordo/boreste

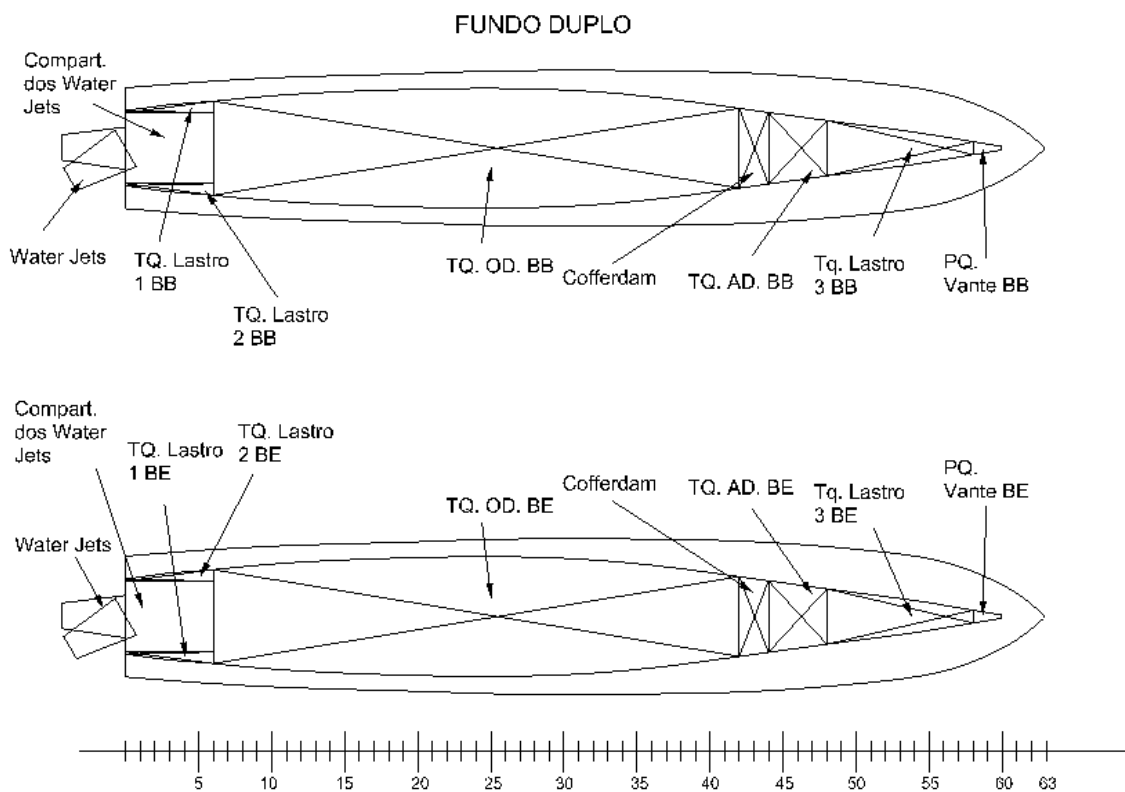


Figura 88: Vista do fundo duplo

## 11. ESTRUTURA

O cálculo da estrutura foi baseado na regra ABS *High Speed Craft 2001*. Os tópicos aplicáveis dessa regra podem ser encontradas na parte 3 seção 9 do livro de

regras. Em geral o regulamento exige que cada elemento da estrutura tenha uma certa espessura (como um chapeamento de convés) ou um certo módulo de seção (como um reforçador interno). Para este nível de projeto, os seguintes elementos serão dimensionados:

- Chapeamento do convés principal
- Chapeamento do fundo
- Chapeamento do fundo duplo
- Chapeamento do costado
- Anteparas transversais
- Hastilhas
- Longarinas
- Sicordas
- Cavernas comuns
- Cavernas gigantes
- Vaus comuns
- Vaus gigantes

Algumas premissas devem ser feitas para os cálculos relacionados à estrutura. Alguns navios utilizam um material para o casco e outro, mais resistente para os conveses, ou um material mais leve em uma altura elevada, para reduzir o KG. Entretanto ambos os conceitos apresentarão apenas um tipo de material, o alumínio naval 5083. Adicionalmente, cada elemento secundário ou terciário é formado por uma viga T ou uma apenas uma barra chata.

Como a forma dos cascos escolhidos é do tipo semi-planeio, estas apresentam menores deslocamentos para que maiores velocidades possam ser alcançadas, se comparadas a embarcações do mesmo comprimento, porém com sustentação do tipo deslocamento. Dessa forma, escolheu-se o alumínio como sendo o material estrutural por este apresentar características de resistência similares às do aço, porém cerca de um terço do peso.

Cada viga foi modelada de acordo com a figura 89. Com o módulo de seção de cada elemento limitado a um grau de liberdade e o módulo de seção requerido dado pela regra ABS, é possível dimensionar cada elemento adequadamente.

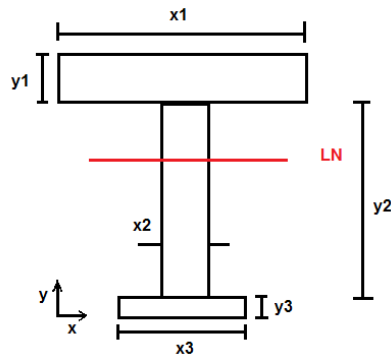


Figura 89: Exemplo de viga T e suas características

O cálculo do módulo de seção de uma viga exige que primeiro se saiba o segundo momento de área, ou momento de inércia,  $I_y$ , (Eq. 11.1) assim como localização da linha neutra,  $\bar{z}$ , (Eq. 11.2) definida como sendo o centro de área da figura em questão.

$$I_y = \int z^2 dA \quad (\text{Eq. 11.1})$$

$$\bar{z} = \frac{\int z dA}{A} \quad (\text{Eq. 11.2})$$

O módulo de seção é definido como sendo  $I_y / c$ , (Eq. 11.3) onde  $c$  é a distância do ponto extremo da viga em relação ao eixo neutro.

$$SM = \frac{I_y}{c} \quad (\text{Eq. 11.3})$$

A regra utilizada exige não só um módulo de seção mínimo ou uma espessura mínima para cada elemento, mas também um módulo de seção mínimo para a seção inteira. Com os escantilhões de cada elemento conhecidos, o momento de inércia total da seção mestra pode ser calculado para determinar se o conjunto possui resistência suficiente quanto à flexão. Isso é feito em 4 etapas:

- A soma das áreas de todos os elementos é calculada
- A soma dos momentos de área de todos os elementos é calculada
- O momento de inércia total de cada elemento em relação à linha de base do navio é calculado
- O momento de inércia total é deslocado para a linha neutra

Para concluir a terceira etapa, o momento de inércia de cada elemento deve ser calculado em relação à sua própria linha neutra. Entretanto alguns elementos estão rotacionados devido ao formato do casco. Dessa forma o momento de inércia precisa ser transformado:

$$I_{y\_new} = \frac{I_y + I_z}{2} - \frac{I_y - I_z}{2} \cos(2\theta) \quad (\text{Eq. 11.4})$$

Onde  $\theta$  é o ângulo de rotação e  $I_z$  é o momento de inércia da viga em relação ao plano vertical.

Para completar a terceira e a quarta etapas o teorema dos eixos paralelos deve ser usado. Esse teorema diz que o momento de inércia de um objeto em torno de um eixo arbitrário é igual ao momento de inércia do mesmo objeto em torno de sua própria linha neutra adicionado ao quadrado da distância entre o eixo neutro e o novo eixo, multiplicado pela área, conforme apresentado na fórmula abaixo.

$$I = I_y + d^2 A \quad (\text{Eq. 11.5})$$

Ao final, o módulo de seção da seção mestra será comparado com o mínimo exigido por regra, para determinar se a seção projetada atende aos requisitos. Em seguida a estrutura será modelada no programa *Rhinoceros* para que seu peso e centro de gravidade sejam calculados.

## **11.1 MONOCASCO (320 D)**

### **11.1.1 ESCANTILHÕES**

A estrutura do monocasco será de alumínio naval 5083, calculada de acordo com a seção mestra apresentada na figura 90 e a regra para embarcações de alta velocidade da sociedade classificadora adotada (*ABS High Speed Craft 2001*) [18]. Na tabela 13 são apresentadas as espessuras dos chapeamentos utilizados, calculadas conforme as fórmulas obtidas na parte 3, seção 9 do livro de regras.

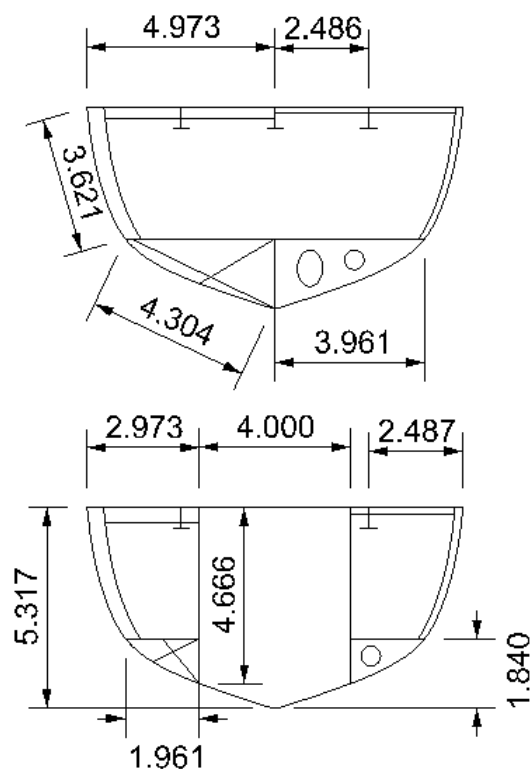


Figura 90: Representação da seção mestra do navio em uma seção fora do *moonpool* (acima) e outra seção na região do *moonpool* (abaixo)

Tabela 13: Espessuras utilizadas respeitando os limites calculados

Espessuras Utilizadas	mm
Fundo	12
Duplo Fundo	12
Costado	12
Convés Exposto	12
Conveses Internos	8
Anteparas Estanques	6
Anteparas	6
Superestrutura	6

Através do cálculo do módulo de seção mínimo de cada elemento estrutural, conforme parte 3, seção 10 do livro de regras, foi possível dimensionar a estrutura determinando os escantilhões que serão utilizados (tabela 14).

Tabela 14: Dimensões dos elementos estruturais

	DIMENSÕES DOS REFORÇADORES			
	Alma		Flange	
	Altura [mm]	Espessura [mm]	Largura [mm]	Espessura [mm]
VAU	200,0	7,0	50,0	4,0
VAU GIG	420,0	12,0	400,0	12,0
CAVERNA	200,0	5,0	200,0	4,0
CAVERNA GIG	330,0	12,0	150,0	12,0
SICORDA	260,0	12,0	120,0	8,0
LONGARINA	1000,0	5,0		
HASTILHA	1000,0	5,0		

## 11.1.2 MÓDULO DE SEÇÃO E MOMENTO DE INÉRCIA

O módulo de seção longitudinal, equação 11.1.1, e o momento de inércia, equação 11.1.4, na seção mestra do navio são apresentados, respectivamente, nos itens 3/6.1.1 e 3/6.1.3 da regra utilizada, conforme segue:

### MODULO DE SEÇÃO REQUERIDO

$$SM = C_1 C_2 L^2 B (C_b + 0.7) K_3 K_4 C Q \text{ cm}^2\text{m} \quad (\text{Eq. 11.1.1})$$

Onde:

$$C_1 = 15,20 - 0,22L$$

$$C_2 = 0,01$$

L = comprimento em metros

B = boca em metros

C<sub>b</sub> = Coeficiente de bloco

$$K_3 = (0.70 + 0.30 \left[ \frac{\frac{V}{\sqrt{L}} + 1.20}{3.64} \right]) \text{ SI/MKS units}$$

$$K_4 = 1,0$$

$$C = 0,9$$

Q = 0,9 + q<sub>s</sub>, porém maior do que Q<sub>0</sub>

$$Q_0 = 635 / (\sigma_y + \sigma_u)$$

σ<sub>y</sub> = Tensão de escoamento do alumínio soldado em N/mm<sup>2</sup>

σ<sub>u</sub> = Mínima tensão de ruptura do alumínio soldado em N/mm<sup>2</sup>

Dessa forma calcula-se:

$$SM [cm^2m] = 8,7 * 0,01 * 29,566^2 * (0,46 + 0,7) * 1,04 * 1 * 0,9 * 1,7 \quad (\text{Eq. 11.1.2})$$

$$SM = 1291,1 [cm^2m] \quad (\text{Eq. 11.1.3})$$

## MOMENTO DE INÉRCIA REQUERIDO

$$I = \frac{L}{Q} \frac{SM}{K} \text{ cm}^2\text{m}^2 \quad (\text{Eq. 11.1.4})$$

Onde:

I = Inércia do casco em  $\text{cm}^2\text{m}^2$

SM = Módulo de seção requerido em  $\text{cm}^2\text{m}$

K = 13,33

Q = 1,7

$$I = (29,566 * 1291,1) / (1,7 * 13,33) \quad (\text{Eq. 11.1.5})$$

$$I = 1682,1 \text{ cm}^2\text{m}^2 \quad (\text{Eq. 11.1.6})$$

Comparando os valores requeridos, calculados de acordo com o livro de regras, com os obtidos através do dimensionamento estrutural, figura 91, obteve-se o resultado apresentado na tabela 15, onde se pode perceber que os valores projetados são sempre maiores do que os requeridos.

Elemento	Largura (mm)	Espessura (mm)	Centro Zg (M)	Ângulo (GRAUS)	Área [cm2]	Iyy	Izz	ângulo rad	Mom.Area	Izz'[mm4]	Izz''[m4]	
CH.Convés	2973,0	8,0	5,3	0	237,84	2E+10	1E+05	0	1260,552	126848	0,061657	
Costado	3621,0	8,0	3,4	78	289,68	3E+10	2E+05	1,36135682	984,912	3,03E+10	0,032718	
Fundo	4304,0	8,0	0,8	25	344,32	5E+10	2E+05	0,43633231	275,456	9,49E+09	0,297057	
DuploFundo	1961,0	8,0	1,8	0	156,88	5E+09	83669	0	288,6592	83669,33	0,053688	
LONGARINA 1	0,0	4,0	0,0	90	0	0	0	1,57079633	0	0	0	
Somatório de Áreas:	1028,72	cm2	Porcent da área total:		62,02%							
Somatório de Mom.Áreas:	2809,5792	m.cm2	Porcent da inércia total:		74,24%							
Somatório Inercias:	0,4451197	m4	Porcent da inércia total:		74,24%							
Elemento	Raio[mm]	Espessura	Centro Zg	Ângulo	Área [cm2]	Iyy	Izz	ângulo rad	Mom.Area	Izz'[mm4]	Izz''[m4]	
Costado Curvo 1	7947	0	3,4	0	0			0	0	0	0	
Fundo	8250	0	0,8	0	0			0	0	0	0	
Somatório de áreas:	0	cm2	Porcent da área total:		0,00%							
Somatório de mom.áreas:	0	m.cm2	Porcent da inércia total:		0,00%							
Somatório de inercias:	0	m4	Porcent da inércia total:		0,00%							
Elemento	Área[mm2]	Izz[mm4]	Centro Zg	Ângulo	Área [cm2]			ângulo rad	Mom.Area	Izz'[mm4]	Izz''[m4]	
Sicorda 1	63000	1,86E+08	5,2555	90	630			1,57079633	3310,965	1901574	0,154417	
Somatório de Áreas:	630	cm2	Porcent da área total:		37,98%							
Somatório de Mom.Áreas:	3310,965	cm2.m	Porcent da inércia total:		25,76%							
Somatório de Inercias:	0,1544175	m4	Porcent da inércia total:		25,76%							
<b>RESULTADOS :</b>	MEIA SECAO			SECAO COMPLETA								
Área de aço na seção:	1658,72	cm2										
Altura da linha neutra:	3,6899201	m, ou seja,	69,40% do pontal moldado									
Momento de Inércia:	0,5995372	m4							1,19907431	m4		
Módulo de Seção:	0,37	m3							0,73694862	m3		

Figura 91: planilha de cálculo do módulo de seção



Tabela 15: Módulo de seção e momento de inércia da seção mestra

	Projetado	Requerido	Projetado / Requerido
<b>Módulo de seção [cm<sup>2</sup>m]</b>	7369,5	1291,1	5,7
<b>Momento de Inércia [cm<sup>2</sup>m<sup>2</sup>]</b>	11990,1	1682,1	7,1

Com as dimensões encontradas modelou-se a estrutura, obtendo o resultado representado nas figuras 92, 93 e 94:

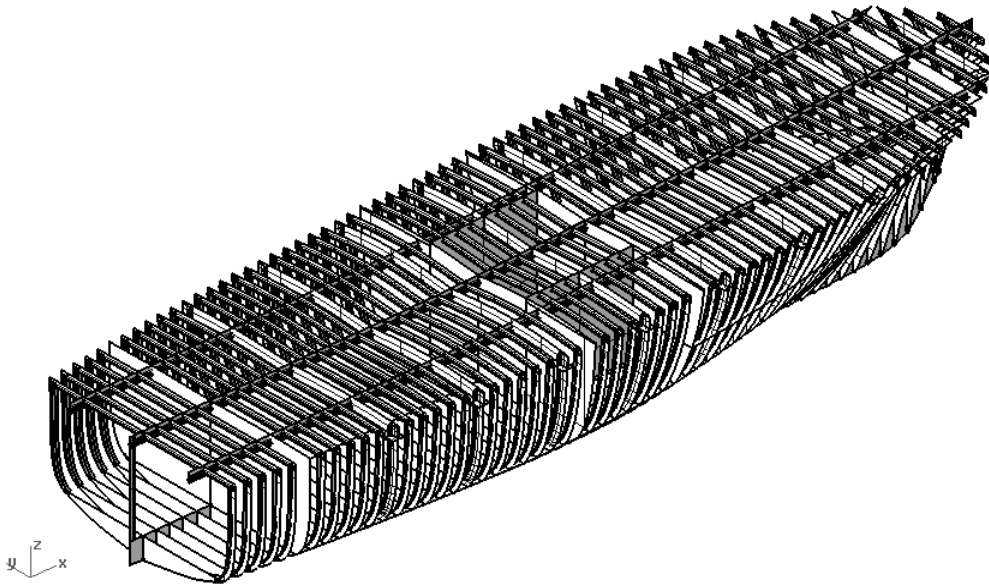


Figura 92: Detalhe da estrutura modelada no programa *Rhinoceros*

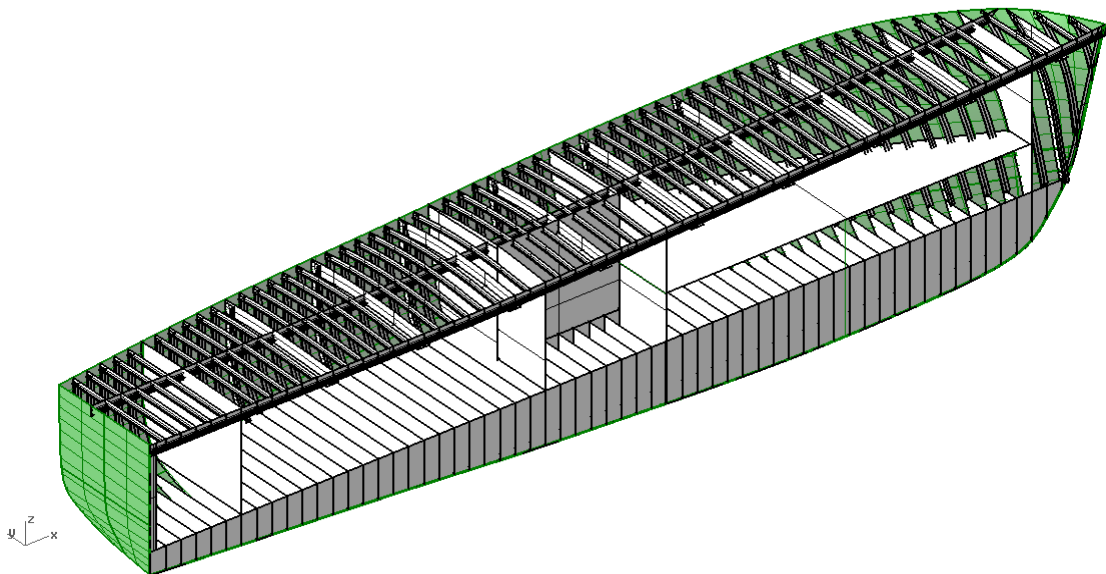


Figura 93: Detalhe da estrutura, na linha de centro, modelada no programa *Rhinoceros*

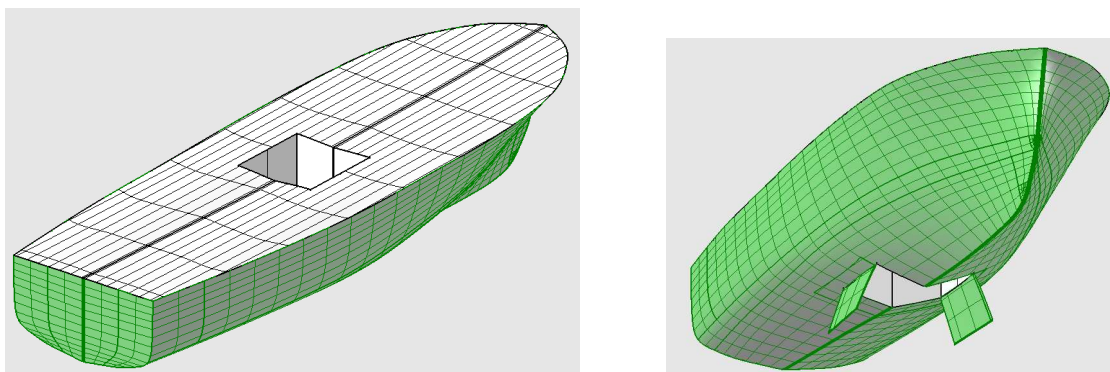


Figura 94: Detalhe do moonpool modelado no programa *Rhinoceros*

### 11.1.3 PESO ESTRUTURAL & CG

Para calcular o peso de aço e o seu centro de gravidade foi utilizado o programa *Rhinoceros* na modelação das superfícies que compõem a estrutura pré definida. A partir do modelo, determina-se a área da superfície do casco e dos elementos estruturais, bem como seus centróides. Através das espessuras calculadas conforme regra, pode-se determinar o peso dos elementos em questão (tabela 16).

Tabela 16: Peso estrutural total e centro de gravidade

		Massa Específica do Alumínio 2,800 ton/m <sup>3</sup>						
		Área [m <sup>2</sup> ]	Espessura [mm]	Volume [m <sup>3</sup> ]	Peso [ton]	CG [x] [m]	CG [y] [m]	CG [z] [m]
	Casco	502,58	12,00	6,03	16,89	14,63	0,00	2,75
	Fundo Duplo	169,80	12,00	2,04	5,71	14,38	0,00	2,79
	Convés Principal	277,24	12,00	3,33	9,32	15,11	0,00	5,76
	MoonPool	78,50	12,00	0,94	2,64	15,03	0,00	3,25
	Anteparas Transv.	86,59	8,00	0,69	1,94	12,62	0,00	3,82
Caverna	Alma	67,40	5,00	0,34	0,94	15,73	0,00	3,93
	Flange	74,90	4,00	0,30	0,84	16,23	0,00	3,92
Caverna Gig	Alma	21,22	12,00	0,25	0,71	18,60	0,00	3,94
	Flange	10,86	12,00	0,13	0,36	19,08	0,00	3,95
Vau	Alma	86,92	7,00	0,61	1,70	14,89	0,00	5,65
	Flange	21,74	4,00	0,09	0,24	14,89	0,00	5,55
Vau Gig	Alma	33,24	12,00	0,40	1,12	17,03	0,00	5,59
	Flange	31,14	12,00	0,37	1,05	16,86	0,00	5,37
Sicorda	Alma	23,60	12,00	0,28	0,79	15,12	0,00	5,58
	Flange	10,84	8,00	0,09	0,24	15,07	0,00	5,45
Hasilha	Alma	322,08	5,00	1,61	4,51	14,26	0,00	1,54
Longarina	Alma	50,38	5,00	0,25	0,71	16,87	0,00	1,35
<b>Peso Estrutural e Cg</b>					<b>49,71</b>	<b>14,89</b>	<b>0,00</b>	<b>3,62</b>

## 11.2. CATAMARÃ (150A)

### 11.2.1. ESCANTILHÕES

A estrutura do catamarã será de alumínio naval 5083, calculada de acordo com a seção mestra apresentada na figura 95 e a regra para embarcações de alta velocidade da sociedade classificadora adotada (*ABS High Speed Craft 2001*) [17]. Na tabela 17 são

apresentadas as espessuras dos chapeamentos utilizados, calculadas conforme as fórmulas obtidas na parte 3, seção 9 do livro de regras.

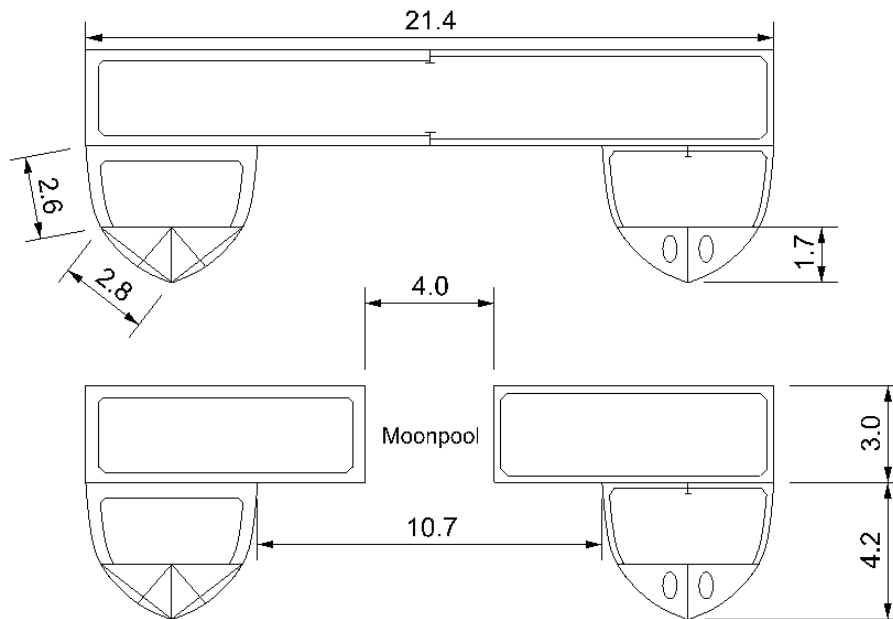


Figura 95: Representação da seção mestra do navio em uma seção fora do *moonpool* (acima) e outra seção na região do *moonpool* (abaixo)

Tabela 17: Espessuras utilizadas respeitando os limites calculados

Espessuras Utilizadas	mm
Fundo	13
Costado	13
Convés Exposto	7
Duplo Fundo	7
Anteparas Estanques	8
Anteparas	11
Superestrutura	7

Através do cálculo do módulo de seção mínimo de cada elemento estrutural, conforme parte 3, seção 10 do livro de regras, foi possível dimensionar a estrutura determinando os escantilhões que serão utilizados (tabela 18).

Tabela 18: Dimensões da estrutura

	DIMENSÕES DOS REFORÇADORES			
	Alma		Flange	
	Altura [mm]	Espessura [mm]	Largura [mm]	Espessura [mm]
VAU	130,0	7,0	0,0	0,0
VAU GIG	330,0	8,0	150,0	5,0
CAVERNA	250,0	10,0	0,0	0,0
CAVERNA GIG	350,0	12,0	250,0	12,0
SICORDA Casco	240,0	7,0	230,0	7,0
SICORDA Convés	325,0	10,0	300,0	10,0
LONGARINA	1000,0	5,0		
HASTILHA	1000,0	5,0		

## 11.2.2 MÓDULO DE SEÇÃO E MOMENTO DE INÉRCIA

O módulo de seção longitudinal, equação 11.2.1, e o momento de inércia, equação 11.2.4, requeridos para a seção mestra do catamarã são os apresentados nos itens 3/6.1.1 e 3/6.1.3 da regra utilizada, conforme segue:

### MÓDULO DE SEÇÃO REQUERIDO

$$SM = C_1 C_2 L^2 B (C_b + 0.7) K_3 K_4 C Q \text{ cm}^2\text{m} \quad (\text{Eq. 11.2.1})$$

Onde:

$$C_1 = 15,20 - 0,22L$$

$$C_2 = 0,01$$

L = comprimento em metros

$$B = 2 * \text{Boca em metros}$$

Cb = Coeficiente de bloco

$$K_3 = (0.70 + 0.30 \left[ \frac{\frac{V}{\sqrt{L}} + 1.20}{3.64} \right]) \text{ SI/MKS units}$$

$$K_4 = 1,0$$

$$C = 0,9$$

$$Q = 0,9 + q_s, \text{ porém maior do que } Q_0$$

$$Q_0 = 635 / (\sigma_y + \sigma_u)$$

$\sigma_y$  = Tensão de escoamento do alumínio soldado em N/mm<sup>2</sup>

$\sigma_u$  = Mínima tensão de ruptura do alumínio soldado em N/mm<sup>2</sup>

Dessa forma calcula-se:

$$SM [\text{cm}^2\text{m}] = 8,6 * 0,01 * 30 * (0,42 + 0,7) * 1,04 * 1 * 0,9 * 1,7 \quad (\text{Eq. 11.2.2})$$

$$SM = 1468,4 [\text{cm}^2\text{m}] \quad (\text{Eq. 11.2.3})$$

## MOMENTO DE INÉRCIA REQUERIDO

$$I = \frac{L}{Q} \frac{SM}{K} \text{ cm}^2\text{m}^2 \quad (\text{Eq. 11.2.4})$$

Onde:

I = Inércia do casco em  $\text{cm}^2\text{m}^2$

SM = Módulo de seção requerido em  $\text{cm}^2\text{m}$

K = 13,33

Q = 1,7

$$I = (30 * 1468,4) / (1,7 * 13,33) \quad (\text{Eq. 11.2.5})$$

$$I = 1951,9 \text{ cm}^2\text{m}^2 \quad (\text{Eq. 11.2.6})$$

Comparando os valores requeridos, calculados de acordo com o livro de regras, com os obtidos através do dimensionamento estrutural, figura 96, obteve-se o resultado apresentado na tabela 19, onde se pode perceber que os valores projetados são sempre maiores do que os requeridos.

Elemento	Largura (mm)	Espessura (mm)	Centro Zg (M)	Ângulo (GRAUS)	Área [cm2]	Iyy	Izz	ângulo rad	Mom.Area	Izz'[mm4]	Izz''[m4]
CH.Convés	8680,0	7,0	4,2	0	607,6	3,8E+11	248103	0	2551,92	248103,33	0,12715
Costado	5200,0	13,0	3,4	78	676	1,5E+11	952033	1,361356817	2298,4	1,457E+11	0,17401
Fundo	5600,0	13,0	0,8	25	728	1,9E+11	1E+06	0,436332313	582,4	3,398E+10	0,31176
DuploFundo	4400,0	7,0	1,8	0	308	5E+10	125767	0	566,72	125766,67	0,0257
LONGARINA 1	1700,0	5,0	0,9	90	85	2E+09	17708	1,570796327	72,25	2,047E+09	0,03284
Somatório de Áreas:		2404,6 cm2		Porcent da área total:		91,64%					
Somatório de Mom.Areas:		6071,69 m.cm2									
Somatório Inercias:		0,671458942 m4		Porcent da inércia total:		83,01%					
Elemento	Raio[mm]	Espessura	Centro Zg	Ângulo	Área [cm2]	Iyy	Izz	ângulo rad	Mom.Area	Izz'[mm4]	Izz''[m4]
Costado Curvo 1	7947	0	3,4	0	0			0	0	0	0
Fundo	8250	0	0,8	0	0			0	0	0	0
Somatório de áreas:		0 cm2		Porcent da área total:		0,00%					
Somatório de mom.áreas:		0 m.cm2									
Somatório de inércias:		0 m4		Porcent da inércia total:		0,00%					
Elemento	Área[mm2]	Izz[mm4]	Centro Zg	Ângulo	Área [cm2]			ângulo rad	Mom.Area	Izz'[mm4]	Izz''[m4]
Sicorda 1	21945	1,86E+08	5,2555	90	219,45			1,570796327	1153,3195	1901573,7	0,13739
Somatório de Áreas:		219,45 cm2		Porcent da área total:		8,36%					
Somatório de Mom.Areas:		1153,319475 cm2.m									
Somatório de Inercias:		0,137390755 m4		Porcent da inércia total:		16,99%					
<b>RESULTADOS :</b>		MEIA SECAO		SECAO COMPLETA							
Área de aço na seção:		2624,05 cm2									
Altura da linha neutra:		2,753381024 m, ou seja,		65,56% do pontal moldado							
Momento de Inércia:		0,808849696 m4		1,61769939				m4			
Módulo de Seção:		0,56 m3		1,11826225				m3			

Figura 96: planilha de cálculo do módulo de seção

Tabela 19: Módulo de seção e momento de inércia da seção mestra

	Projetado	Requerido	Projetado / Requerido
<b>Módulo de seção [cm<sup>2</sup>m]</b>	11182,6	1468,4	7,6
<b>Momento de Inércia [cm<sup>2</sup>m<sup>2</sup>]</b>	16177	1951,9	8,3

Com as dimensões encontradas modelou-se a estrutura, obtendo o resultado representado nas figuras 97, 98, 99 e 100:

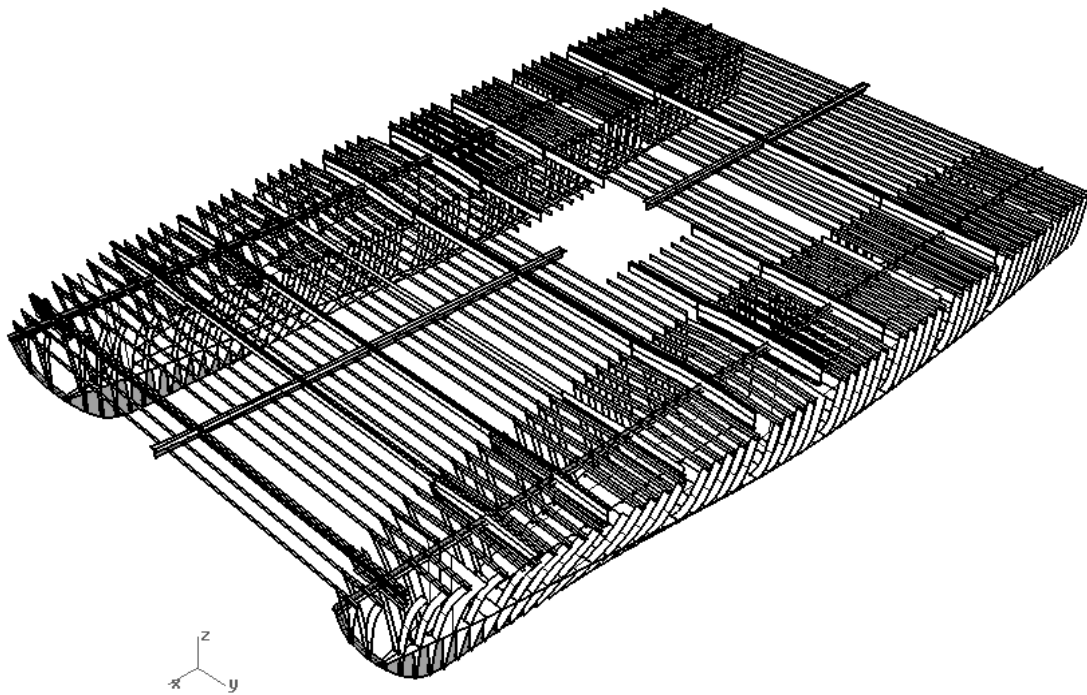


Figura 97: Detalhe da estrutura modelada no programa Rhinoceros

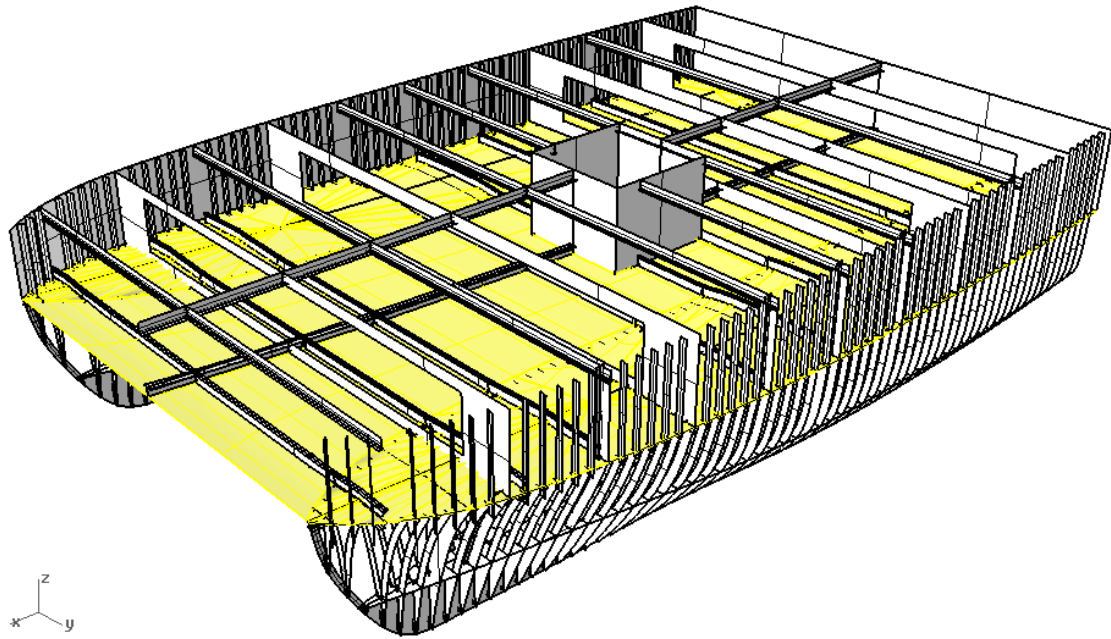


Figura 98: Detalhe da estrutura modelada no programa Rhinoceros

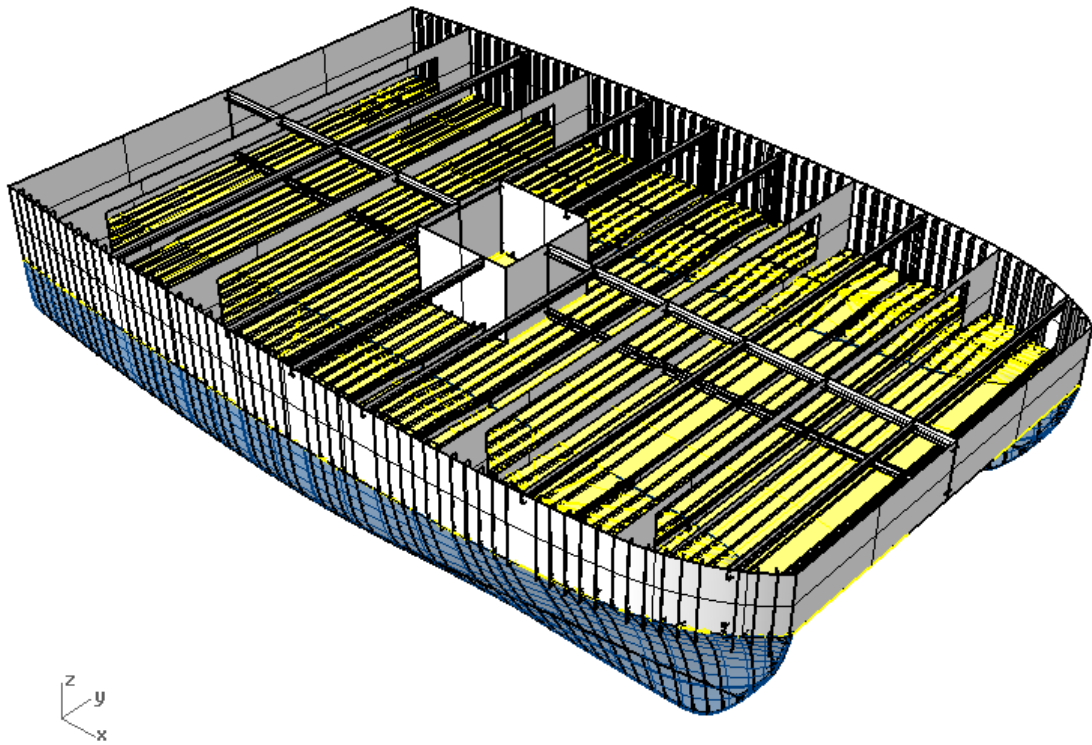


Figura 99: Detalhe da estrutura modelada no programa Rhinoceros

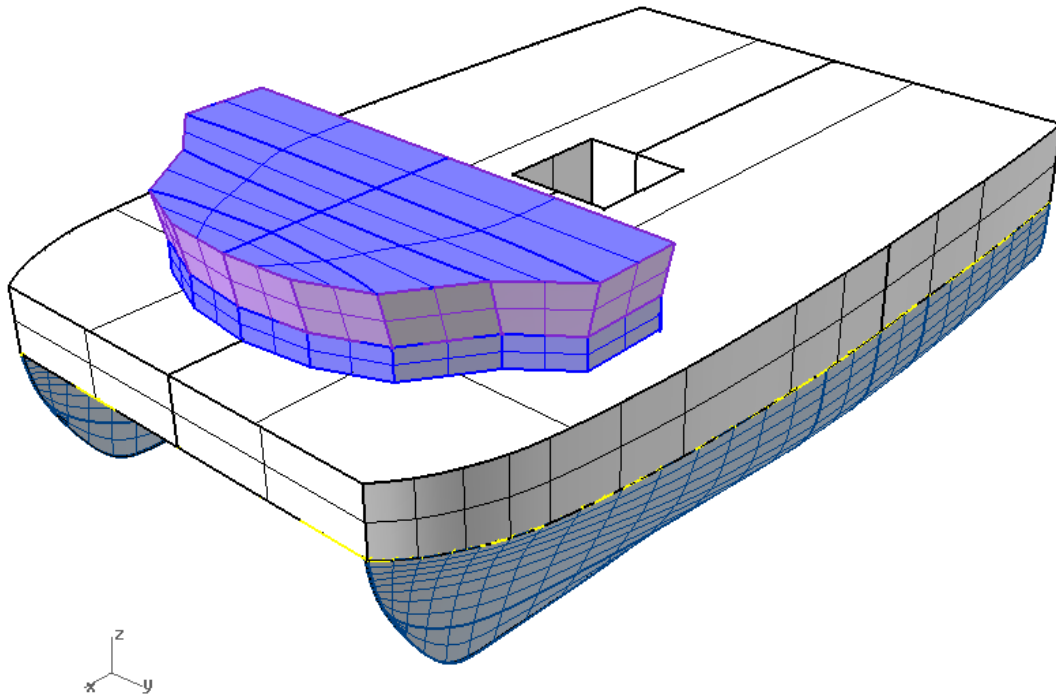


Figura 100: Embarcação catamarã modelada no *Rhinoceros*

### 11.2.3 PESO ESTRUTURAL & CG

Para calcular o peso de aço e o seu centro de gravidade foi utilizado o programa Rhinoceros na modelação das superfícies que compõem a estrutura pré definida. A partir do modelo, determina-se área da superfície do casco e dos elementos estruturais, bem como seus centróides. Através das espessuras calculadas pode-se determinar o peso dos elementos em questão (tabela 20):

Tabela 20: Peso estrutural total e centro de gravidade

		Massa Específica do Alumínio 2,800 ton/m <sup>3</sup>						
		Área	Espessura	Volume	Peso	CG [x]	CG [y]	CG [z]
		[m <sup>2</sup> ]	[mm]	[m <sup>3</sup> ]	[ton]	[m]	[m]	[m]
	Casco	996,82	13,00	12,96	36,28	15,05	0,00	2,30
	Fundo Duplo	205,20	13,00	2,67	7,47	12,68	0,00	1,90
	Convés Cruzado	874,02	7,00	6,12	17,13	15,25	0,00	6,03
	Anteparas Transv.	75,28	11,00	0,83	2,32	13,55	0,00	2,89
Caverna	Alma	206,90	10,00	2,07	5,79	15,71	0,00	3,28
Caverna Gig	Alma	39,58	12,00	0,47	1,33	16,33	0,00	3,97
	Flange	29,30	12,00	0,35	0,98	16,53	0,00	3,94
Vau	Alma	314,00	7,00	2,20	6,15	15,08	0,00	5,76
Vau Gig	Alma	103,82	8,00	0,83	2,33	17,92	0,00	5,60
	Flange	45,84	5,00	0,23	0,64	17,97	0,00	5,61
Sicorda Casco	Alma	14,42	7,00	0,10	0,28	15,71	0,00	4,56
	Flange	14,42	7,00	0,10	0,28	15,70	0,00	4,45
Sicorda Convés	Alma	21,36	10,00	0,21	0,60	15,10	0,00	5,98
	Flange	18,90	10,00	0,19	0,53	15,71	0,00	6,01
Hastilha	Alma	375,80	5,00	1,88	5,26	13,86	0,00	1,36
Longarina	Alma	94,44	5,00	0,47	1,32	16,66	0,00	1,20
<b>Peso estrutural e cg</b>					<b>88,71</b>	<b>14,99</b>	<b>0,00</b>	<b>3,45</b>



## 12 PESO LEVE & CG

### 12.1 MONOCASCO (320D)

Com o peso da estrutura e dos equipamentos contidos no monocasco, determina-se o peso leve e seu centro de gravidade (tabela 21):

Tabela 21: Peso Leve e centro de gravidade do monocasco

Item	Peso Total	LCG	TCG	VCG
	[ton]	[m]	[m]	[m]
Estrutura	49,7	14,9	0,0	3,6
Equipamentos	76,1	9,7	0,0	3,9
Superestrutura	12,4	19,0	0,0	7,2
<b>Peso Total e Cg</b>	<b>138,2</b>	<b>12,4</b>	<b>0,0</b>	<b>4,1</b>

### 12.2 CATAMARA (150 A)

Com o peso da estrutura e dos equipamentos contidos no catamarã, determina-se o peso leve e seu centro de gravidade (tabela 22):

Tabela 22: Peso Leve e centro de gravidade do catamarã

Item	Peso Total	LCG	TCG	VCG
	[ton]	[m]	[m]	[m]
Estrutura	88,7	15,0	0,0	3,4
Equipamentos	79,1	10,1	0,0	3,4
Superestrutura	8,9	19,0	0,0	8,6
<b>Peso Total e Cg</b>	<b>176,7</b>	<b>13,0</b>	<b>0,0</b>	<b>3,7</b>

## 13 EQUILIBRIO & ESTABILIDADE

Conforme item 3/3.3.1 da regra da sociedade classificadora utilizada, para analisar a estabilidade intacta serão utilizados os critérios apresentados na IMO *International Code of Safety for High-Speed Craft* – Capítulo 2 e anexos 7 e 8. Com relação ao equilíbrio longitudinal, o trim poderá variar de 0 a 1,5%LPP (0,457 m). Todos os critérios serão avaliados nas condições de carregamento com 100 %, 50 % e 10 % dos consumíveis.

Nesse ponto observa-se que não será analisada a estabilidade em ondas, que leva em consideração a perda de inércia de linha d'água devido à passagem das ondas pelo casco da embarcação, uma vez que o *software* utilizado não apresenta ferramentas para

esses cálculos. Porém ressalta-se essa condição pode se mostrar crítica, principalmente durante as operações sob posicionamento dinâmico utilizando os ROVs.

### 13.1 MONOCASCO (320D)

#### 13.1.1 CRITÉRIOS DE ESTABILIDADE

- **Estabilidade Intacta MSC.36(63) 2000 HSC Code – Anexo 8**

1.1) O critério climático contido no parágrafo 3.2 do código de estabilidade intacta *The International Code on Intact Stability* IMO A.749(18) deve ser aplicado. Nesse caso, o valor da pressão do vento  $P$  (N/m<sup>2</sup>) deve ser calculado da seguinte forma:

$$P = 500 * (V_w / 26)^2 \quad (\text{Eq. 13.1.1})$$

Onde  $V_w$  = velocidade do vento, em m/s, nas piores condições

Velocidade do vento: 100 nós

$$P = 500 * ((100 [\text{nós}] * 0,5144 [\text{m/s}] / [\text{nós}] ) / 26 )^2 \quad (\text{Eq. 13.1.2})$$

$$P = 1957 [\text{N/m}^2] \quad (\text{Eq. 13.1.3})$$

1.2) A área abaixo da curva GZ não deve ser menor do que 0,07 m.rad até  $\theta = 15^\circ$ , quando o braço restaurador (GZ) máximo ocorre em  $\theta = 15^\circ$  e 0,055m.rad até  $\theta = 30^\circ$  quando o braço restaurador (GZ) máximo ocorre em  $\theta = 30^\circ$  ou acima. Quando o GZ máximo ocorre entre  $\theta = 15^\circ$  e  $\theta = 30^\circ$ , a área correspondente abaixo da curva GZ deve ser, no mínimo:

$$A = 0,055 + 0,001 ( 30^\circ - \theta_{\text{máx}} ) ( \text{m.rad} ) \quad (\text{Eq. 13.1.4})$$

- 1.3) A área abaixo da curva GZ entre  $\theta = 30^\circ$  e  $\theta = 40^\circ$  ou  $\theta = 30^\circ$  e o ângulo de alagamento, se este for menor do que  $40^\circ$ , não deve ser menor do que  $0,03 \text{ m}\cdot\text{rad}$
- 1.4) O braço restaurador GZ deve ser no mínimo  $0,2$  metros em um ângulo igual ou maior que  $30^\circ$
- 1.5) O braço restaurador máximo deve ocorrer em um ângulo maior do que  $15^\circ$
- 1.6) O valor do GM inicial não pode ser menor do que  $0,15 \text{ m}$

▪ **Inclinação devido ao vento severo (IMO A.749(18) 3.2)**

**3.2.2 Critério climático recomendado**

**3.2.2.1** A habilidade do navio de resistir às forças combinadas do vento de través e da inclinação transversal deve ser demonstrado para cada condição de carregamento de acordo com a figura 3.2.2.1 (Figura 101).

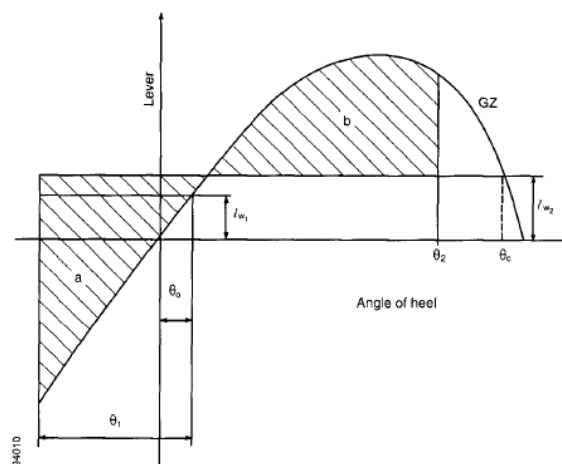


Figure 3.2.2.1 - Severe wind and rolling

Figura 101: parâmetros para o cálculo da estabilidade devido ao vento severo e ondas

$\theta_0$  = ângulo de inclinação devido à ação do vento constante, limitado ao menor valor entre  $16^\circ$  e  $80\%$  do ângulo de imersão do convés

$\theta_1$  = ângulo de banda devido à ação das ondas, calculado de acordo com 3.2.2.3

$\theta_2$  = o valor entre o ângulo de alagamento ( $\theta_f$ ) e  $50^\circ$

$\theta_c$  = segundo ponto de interceptação entre a curva GZ e o braço de inclinação devido ao vento ( $l_{w2}$ )

$$P = 504 \text{ N/m}^2$$

A = Área lateral projetada acima da linha d'água em m<sup>2</sup>

Z = Distância do centro de A até metade do calado em metros

Δ = Deslocamento em ton

$$g = 9,81 \text{ m/s}^2$$

Utilizando a pressão calculada conforme o item 1.1 do anexo 8 da resolução MSC.36(63) 2000 HSC *Code*, tem-se que:

$$l_{w1}[m] = P * A * Z / 1000 * g * \Delta \quad (\text{Eq. 13.1.5})$$

$$l_{w1} = 1957 * 173,58 * (6,018 - 1,432) / 1000 * 9,81 * 323 \quad (\text{Eq. 13.1.6})$$

$$l_{w1} = 0,49 [m] \quad (\text{Eq. 13.1.7})$$

$$l_{w2}[m] = 1,5 * l_{w1} \quad (\text{Eq. 13.1.8})$$

$$l_{w2} = 0,74 [m] \quad (\text{Eq. 13.1.9})$$

A embarcação sujeita a ação intensa do vento, deve atender aos seguintes critérios:

- a) O ângulo de equilíbrio  $\theta_0$  não deve ser maior do que 16 graus
- b) A razão Área a / Área b não deve ser menor do que 100%

Para o cálculo da estabilidade devido ao vento severo é necessário que se forneça o valor da área lateral do casco acima da linha d'água e de seu centróide. Para isso foi utilizado o programa *Rhinoceros* para modelar as superfícies de interesse, como mostra a figura 102.

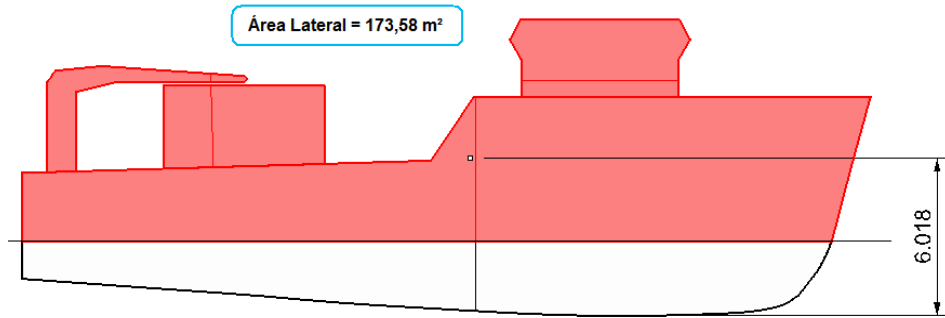


Figura 102: Área projetada do monocasco

- **Ângulo de equilíbrio durante curva em alta velocidade (IMO A.749(18) 3.1.2.6)**
- O ângulo de equilíbrio devido ao momento de inclinação, calculado conforme abaixo, criado por uma curva feita em alta velocidade não pode ser maior do que 10 graus.

$$M_R = 0,02 * V_0^2 / L * (KG - d / 2) \quad (\text{Eq. 13.1.10})$$

Onde:

- $M_R$  = Momento de inclinação em (m-ton)
- $V_0$  = Velocidade de serviço em m/s
- $L$  = comprimento de linha d'água em metros
- $d$  = calado em metros
- $KG$  = altura do centro de gravidade, em metros

Situação 1

- Raio da curva: três vezes o comprimento de linha d'água
- Velocidade: 16 nós

Situação 2

- Raio da curva: uma vez o comprimento de linha d'água
- Velocidade: 12 nós

- **Ângulo de inclinação devido à movimentação de pesos**
- O momento de inclinação causado pela movimentação de pesos deve atender aos seguintes critérios, conforme figura 103:

- a) Ângulo de equilíbrio deve ser menor do que 15 graus
- b) Área 1/Área 2 deve ser maior do que 40%
- c)  $GZ(\text{interseção}) / GZ(\text{max})$  deve ser menor do que 60%

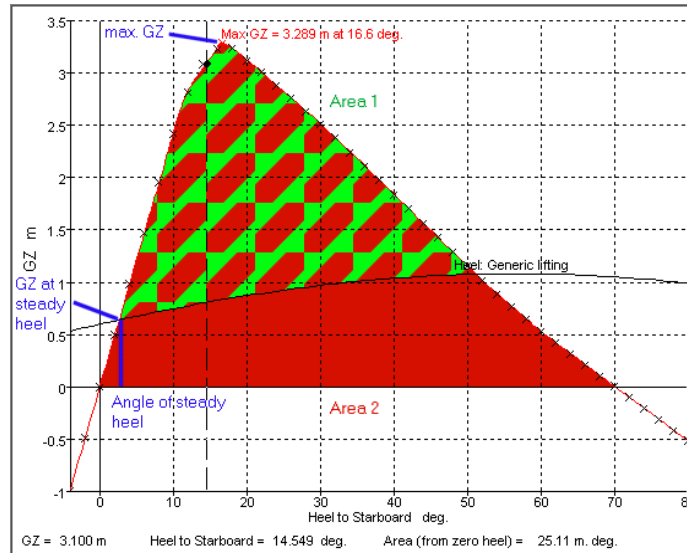


Figura 103: Representação da curva estabilidade estática e a ação do momento de inclinação devido à movimentação de pesos

#### Situação 1

- Distância vertical da posição de estiva: 6 m
- Distância horizontal da posição de estiva: 9,9 m
- Peso movimentado: 3,05 toneladas

#### Situação 2

- Distância vertical da posição de estiva: 0 m
- Distância horizontal da posição de estiva: 11.6 m
- Peso movimentado: 3,05 toneladas

### 13.1.2 CONDIÇÕES DE CARREGAMENTO

#### 100 % DE CONSUMÍVEIS - PARTIDA

Conforme se observa na tabela 22, na condição de partida, com 100 % dos consumíveis a bordo, foi necessário lastrar a embarcação com cerca de 36 toneladas de

água salgada, de forma que fossem alcançadas as condições estabelecidas de calado de projeto e inclinação longitudinal.

Tabela 22: Condição de carregamento 100% consumíveis

<b>PARTIDA 100%</b>					
<b>ITEM</b>	<b>QDE</b>	<b>PESO [ton]</b>	<b>CG [X] [m]</b>	<b>CG [Z] [m]</b>	<b>CG [Y] [m]</b>
Lightship	100%	138,2	12,4	4,1	0
TQ. Lastro 1 BB	96%	14,34	1,557	3,812	3,244
TQ. OD 1 BE	96%	27,2	8,637	1,614	-1,51
TQ. OD 3 BB	96%	35,86	19,362	2,242	1,519
TQ. OD 3 BE	96%	35,86	19,362	2,242	-1,519
TQ. AD BB	92%	5,55	23,488	2,248	1,033
TQ. AD BE	92%	5,55	23,488	2,248	-1,033
TQ. OD 1 BB	96%	27,2	8,637	1,614	1,51
TQ. Lastro 1 BE	96%	14,34	1,557	3,812	-3,244
PQ. TQ. Vante	0%	0	29,783	4,964	0
Cofferdam	0%	0	22,49	2,327	0
TQ. OD 2 BB	96%	4,268	14,883	1,698	2,681
TQ. OD 2 BE	96%	4,268	14,883	1,698	-2,681
Tq. Lastro 2 Central	21%	7,4	25,9	1,077	0
<b>Total Weight=</b>		<b>320</b>	<b>LCG=13,112 m VCG=3,037 m TCG=0,000 m</b>		

## EQUILIBRIO

Para a condição de carregamento testada foram obtidas as características hidrostáticas mostradas na figura 104 e, em especial, o seguinte valor de inclinação longitudinal:

$$\text{Trim} = 0,103 \text{ m} \quad (\text{Eq. 13.1.11})$$

$$1,5\%LPP = (0,457 \text{ m}) \quad (\text{Eq. 13.1.12})$$

Draft Amidsh. m	2,843
Displacement tonne	319,8
Heel to Starboard degrees	0
Draft at FP m	2,792
Draft at AP m	2,894
Draft at LCF m	2,852
<b>Trim (+ve by stern) m</b>	<b>0,103</b>
WL Length m	30,464
WL Beam m	9,177
Wetted Area m <sup>2</sup>	275,969
Waterpl. Area m <sup>2</sup>	208,922
Prismatic Coeff.	0,678
Block Coeff.	0,396
Midship Area Coeff.	0,676
Waterpl. Area Coeff.	0,747
LCB from Amidsh. (+ve fwd) m	-2,136
LCF from Amidsh. (+ve fwd) m	-2,631
KB m	1,969
KG fluid m	3,601
BMt m	3,55
BML m	37,113
GMt m	1,919
GML m	35,481
KMt m	5,519
KML m	39,081
Immersion (TPc) tonne/cm	2,142
MTc tonne.m	3,722
RM at 1deg = GMt.Disp.sin(1) tonne.m	10,708
Max deck inclination deg	0,2
Trim angle (+ve by stern) deg	0,2

Figura 104: Resultado do Hidromax

## ESTABILIDADE

### ▪ Situação 1

A embarcação atendeu a todos os critérios de estabilidade selecionados, exceto o relacionado com a inclinação devido ao vento severo. A figura 105 apresenta a curva de estabilidade e a tabela 23 os resultados obtidos através dos testes de estabilidade.



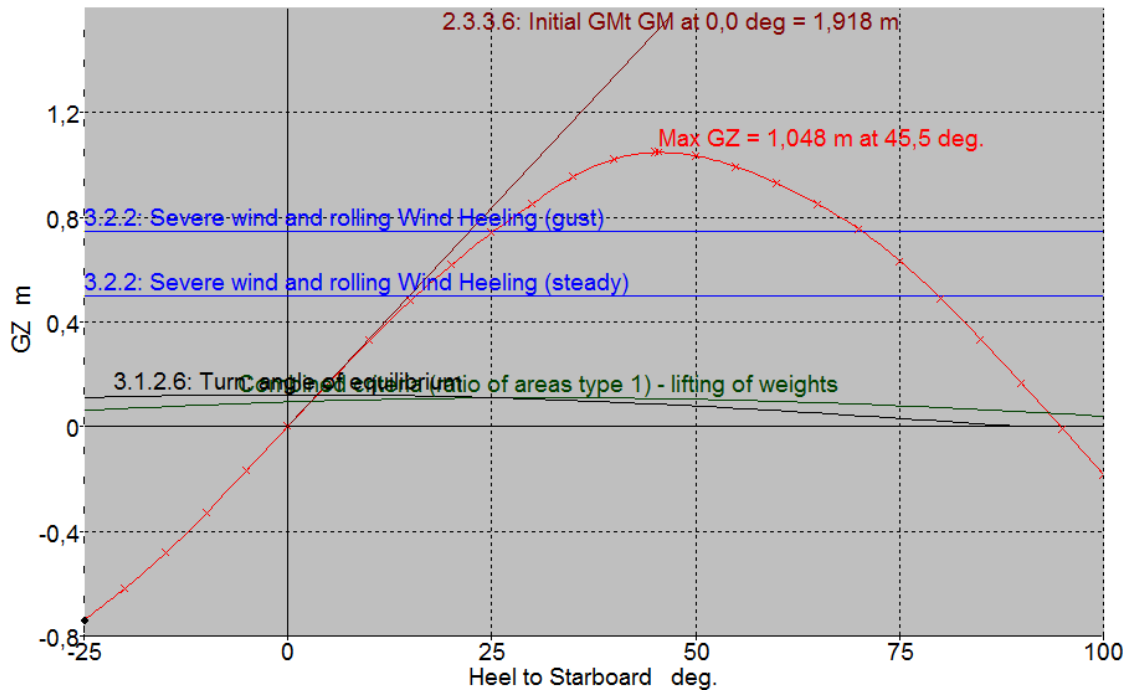


Figura 105: Ângulo de Inclinação [graus] x GZ [m] – PARTIDA (1)

Tabela 23: Resultados dos testes de estabilidade – PARTIDA (1)

CARREGAMENTO 100% CONSUMÍVEIS - SITUAÇÃO 1					
Code	Criteria	Value	Units	Actual	Status
HSC mono. Intact	<b>2.3.3.2: Area 0 to 30 or GZmax</b>				
	shall not be less than ( $\geq$ )	0,055	m.rad	0,241	Pass
	<b>2.3.3.3: Area 30 to 40</b>				
	shall not be less than ( $\geq$ )	0,03	m.rad	0,166	Pass
	<b>2.3.3.4: Max GZ at 30 or greater</b>				
	shall not be less than ( $\geq$ )	0,2	m	1,048	Pass
	<b>2.3.3.5: Angle of maximum GZ</b>				
shall not be less than ( $\geq$ )	15	deg	45,5	Pass	
A.749(18) Ch3 - Design criteria applicable to all ships	<b>2.3.3.6: Initial GMt</b>				
	shall not be less than ( $\geq$ )	0,15	m	1,918	Pass
	<b>3.1.2.6: Turn: angle of equilibrium</b>				
	vessel speed: v =	16	kts		
	turn radius, R, as percentage of Lwl	300	%		
	shall not be greater than ( $\leq$ )	10	deg	3,6	Pass
	<b>3.2.2: Severe wind and rolling</b>				
wind pressure: P =	1957	Pa			
area centroid height: h =	6,018	m			
total area: A =	173,6	m <sup>2</sup>			
gust ratio	1,5				
Angle of steady heel shall not be greater than ( $\leq$ )	16	deg	15,6	Pass	
Area1 / Area2 shall not be less than ( $\geq$ )	100	%	30,162	Fail	
Heeling arm, combined criteria	<b>Combined criteria (ratio of areas type 1) - lifting of weights heeling arm</b>				
	mass being lifted: M =	3,05	tonne		
	vertical separation of suspension from stowage position: v =	6	m		
	horizontal separation of suspension from stowage position: h =	9,9	m		
	Angle of steady heel shall be less than ( $<$ )	15	deg	2,9	Pass
	Area1 / Area2 shall be greater than ( $>$ )	40	%	83,806	Pass
	GZ(intersection) / GZ(max) shall be less than ( $<$ )	60	%	9,39	Pass

▪ Situação 2

Para a segunda situação relacionada aos testes de estabilidade analisados, ou seja, movimentação de pesos com o guindaste esticado na horizontal 11,6 metros e a carga de 3,05 toneladas na ponta, além da curva com raio igual ao comprimento de linha d'água (30,48 metros), na velocidade de 12 nós, observa-se através da figura 106 e a tabela 24, que a embarcação atende a todos os critérios de estabilidade selecionados.

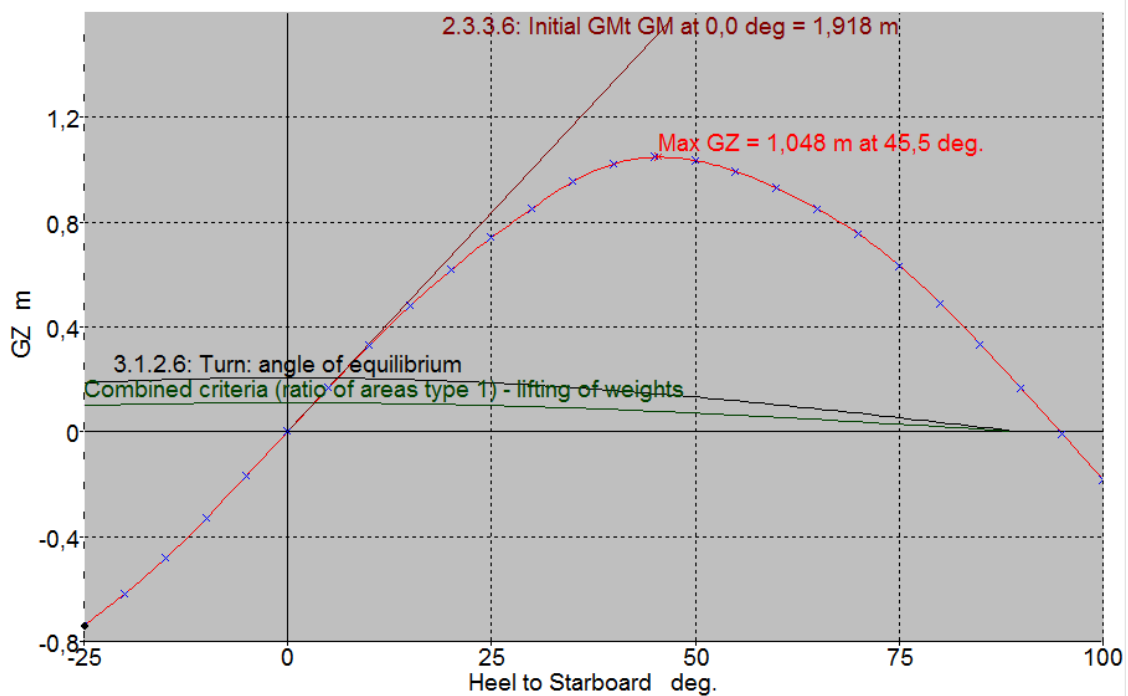


Figura 106: Ângulo de Inclinação [graus] x GZ [m] – PARTIDA (2)

Tabela 24: Resultados dos testes de estabilidade - PARTIDA (2)

CARREGAMENTO 100% CONSUMÍVEIS - SITUAÇÃO 2					
Code	Criteria	Value	Units	Actual	Status
A.749(18) Ch3 - Design criteria applicable to all ships	<b>3.1.2.6: Turn: angle of equilibrium</b>				
	vessel speed: v =	12	kts		
	turn radius, R, as percentage of Lwl	100	%		
	shall not be greater than (<=)	10	deg	6,1	Pass
Heeling arm, combined criteria	<b>Combined criteria (ratio of areas type 1) - lifting of weights heeling arm</b>				
	mass being lifted: M =	3,05	tonne		
	vertical separation of suspension from stowage position: v =	0	m		
	horizontal separation of suspension from stowage position: h =	11,6	m		
	Angle of steady heel shall be less than (<)	15	deg	3,3	Pass
	Area1 / Area2 shall be greater than (>)	40	%	85,055	Pass
	GZ(intersection) / GZ(max) shall be less than (<)	60	%	10,669	Pass

## CONDIÇÃO DE CARREGAMENTO

### 50 % DE CONSUMÍVEIS – NAVEGANDO (tabela 25)

Tabela 25: Condição de carregamento 50% consumíveis

NAVEGANDO 50%						
ITEM	QDE	PESO [ton]	CG [X] [m]	CG [Z] [m]	CG [Y] [m]	
Lightship		100%	138,2	12,4	4,1	0
TQ. Lastro 1 BB		96%	14,34	1,557	3,812	3,244
TQ. Lastro 1 BE		96%	14,34	1,557	3,812	-3,244
TQ. OD 1 BB		88%	25	8,681	1,573	1,47
TQ. OD 1 BE		88%	25	8,681	1,573	-1,47
TQ. OD 2 BB		96%	4,268	14,883	1,698	2,681
TQ. OD 2 BE		96%	4,268	14,883	1,698	-2,681
TQ. OD 3 BB		10%	3,733	19,402	0,692	0,59
TQ. OD 3 BE		10%	3,733	19,402	0,692	-0,59
Cofferdam		0%	0	22,49	2,327	0
TQ. AD BB		50%	3,013	23,486	1,626	0,779
TQ. AD BE		50%	3,013	23,486	1,626	-0,779
PQ. TQ. Vante		0%	0	29,783	4,964	0
Tq. Lastro 2 Central		96%	34,29	25,983	2,348	0
		<b>Total Weight=</b>	<b>273,2</b>	<b>LCG=12,799 m</b>	<b>VCG=3,164 m</b>	<b>TCG=0,000 m</b>

## EQUILIBRIO

Para a condição de carregamento testada foram obtidas as características hidrostáticas mostradas na figura 107 e, em especial, o seguinte valor de inclinação longitudinal:

$$\text{Trim (positivo)} = 0,418 \text{ m} \quad (\text{Eq. 13.1.13})$$

$$1,5\%LPP (0,457 \text{ m}) \quad (\text{Eq. 13.1.14})$$

Percebe-se que o bow thruster, posicionado a 958 milímetro abaixo do calado de projeto se encontra completamente submerso, uma vez que o calado na perpendicular de vante, *Draft at FP* na figura, é igual a 2,383 metros:

$$\text{Calado}_{\text{Min P.VANTE}} \Rightarrow \text{Calado}_{\text{PROJETO}} - 958 \quad (\text{Eq. 13.1.15})$$

$$\text{Calado}_{\text{PROJETO}} - 958 [\text{mm}] = 2,865 - 0,958 \quad (\text{Eq. 13.1.16})$$

$$\text{Calado}_{\text{Min P.VANTE}} \Rightarrow 1,907 \text{ metros} \quad (\text{Eq. 13.1.17})$$

Draft Amidsh. m	2,592
Displacement tonne	273,1
Heel to Starboard degrees	0
Draft at FP m	2,383
Draft at AP m	2,801
Draft at LCF m	2,631
<b>Trim (+ve by stern) m</b>	<b>0,418</b>
WL Length m	30,31
WL Beam m	9,013
Wetted Area m <sup>2</sup>	257,992
Waterpl. Area m <sup>2</sup>	201,048
Prismatic Coeff.	0,673
Block Coeff.	0,39
Midship Area Coeff.	0,657
Waterpl. Area Coeff.	0,736
LCB from Amidsh. (+ve fwd) m	-2,462
LCF from Amidsh. (+ve fwd) m	-2,865
KB m	1,84
KG fluid m	3,825
BMt m	3,846
BML m	40,64
GMt m	1,861
GML m	38,656
KMt m	5,686
KML m	42,48
Immersion (TPc) tonne/cm	2,061
MTc tonne.m	3,462
RM at 1deg = GMt.Disp.sin(1) tonne.m	8,87
Max deck inclination deg	0,8
Trim angle (+ve by stern) deg	0,8

Figura 107: Resultado do Hidromax

## ESTABILIDADE

### ▪ Situação 1

A embarcação atendeu a todos os critérios de estabilidade selecionados, exceto o relacionado com a inclinação devido ao vento severo. A figura 108 e a tabela 26 apresentam os resultados obtidos.

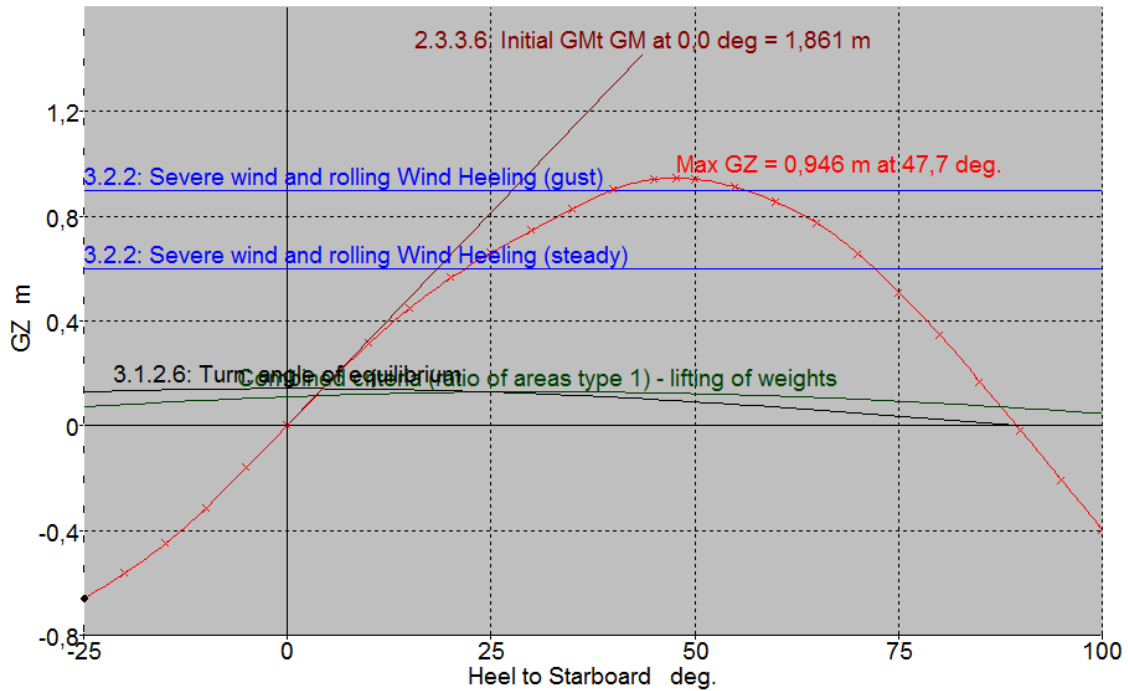


Figura 108: Ângulo de Inclinação [graus] x GZ [m] – NAVEGANDO (1)

Tabela 26: Resultados dos testes de estabilidade – NAVEGANDO (1)

CARREGAMENTO 50% CONSUMÍVEIS - SITUAÇÃO 1					
Code	Criteria	Value	Units	Actual	Status
HSC mono. Intact	<b>2.3.3.2: Area 0 to 30 or GZmax</b>				
	shall not be less than ( $\geq$ )	0,055	m.rad	0,221	Pass
	<b>2.3.3.3: Area 30 to 40</b>				
	shall not be less than ( $\geq$ )	0,03	m.rad	0,144	Pass
	<b>2.3.3.4: Max GZ at 30 or greater</b>				
	shall not be less than ( $\geq$ )	0,2	m	0,946	Pass
	<b>2.3.3.5: Angle of maximum GZ</b>				
shall not be less than ( $\geq$ )	15	deg	47,7	Pass	
A.749(18) Ch3 - Design criteria applicable to all ships	<b>2.3.3.6: Initial GMt</b>				
	shall not be less than ( $\geq$ )	0,15	m	1,861	Pass
	<b>3.1.2.6: Turn: angle of equilibrium</b>				
	vessel speed: v =	16	kts		
	turn radius, R, as percentage of Lwl	300	%		
	shall not be greater than ( $\leq$ )	10	deg	4,4	Pass
	<b>3.2.2: Severe wind and rolling</b>				
	wind pressure: P =	1957	Pa		
	area centroid height: h =	6,018	m		
	total area: A =	173,6	m <sup>2</sup>		
gust ratio	1,3				
Angle of steady heel shall not be greater than ( $\leq$ )	16	deg	21,7	Fail	
Area1 / Area2 shall not be less than ( $\geq$ )	100	%	1,977	Fail	
Heeling arm, combined criteria	<b>Combined criteria (ratio of areas type 1) - lifting of weights heeling arm</b>				
	mass being lifted: M =	3,05	tonne		
	vertical separation of suspension from stowage position: v =	6	m		
	horizontal separation of suspension from stowage position: h =	9,9	m		
	Angle of steady heel shall be less than ( $<$ )	15	deg	3,5	Pass
	Area1 / Area2 shall be greater than ( $>$ )	40	%	79,535	Pass
	GZ(intersection) / GZ(max) shall be less than ( $<$ )	60	%	12,162	Pass

▪ Situação 2

Para a segunda situação relacionada aos testes de estabilidade analisados, ou seja, movimentação de pesos com o guindaste esticado na horizontal 11,6 metros e a carga de 3,05 toneladas na ponta, além da curva com raio igual ao comprimento de linha d'água (30,48 metros), a uma velocidade de 12 nós, observa-se através da figura 109 e da tabela 27 que a embarcação atendeu a todos os critérios de estabilidade selecionados.

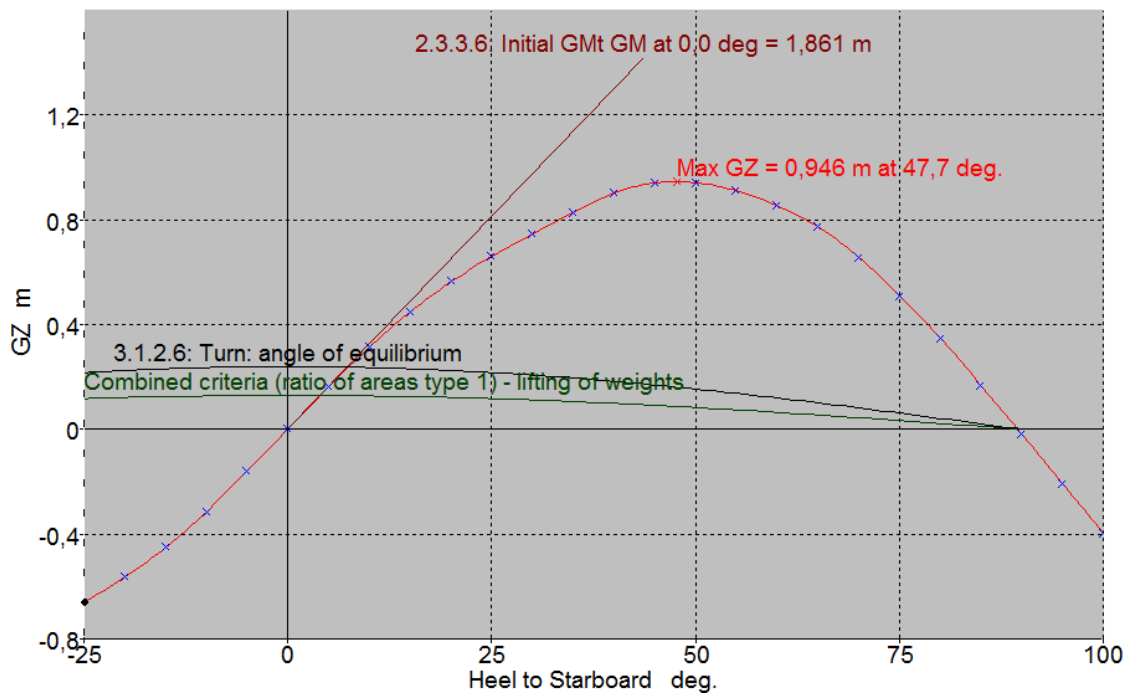


Figura 109: Ângulo de Inclinação [graus] x GZ [m] - NAVEGANDO (2)

Tabela 27: Resultados dos testes de estabilidade - NAVEGANDO (2)

CARREGAMENTO 50% CONSUMÍVEIS - SITUAÇÃO 2					
Code	Criteria	Value	Units	Actual	Status
A.749(18) Ch3 - Design criteria applicable to all ships	<b>3.1.2.6: Turn: angle of equilibrium</b>				
	vessel speed: v =	12	kts		
	turn radius, R, as percentage of Lwl	100	%		
	shall not be greater than (<=)	10	deg	7,4	<b>Pass</b>
Heeling arm, combined criteria	<b>Combined criteria (ratio of areas type 1) - lifting of weights heeling arm</b>				
	mass being lifted: M =	3,05	tonne		
	vertical separation of suspension from stowage position: v =	0	m		
	horizontal separation of suspension from stowage position: h =	11,6	m		
	Angle of steady heel shall be less than (<)	15	deg	4	<b>Pass</b>
	Area1 / Area2 shall be greater than (>)	40	%	81,369	<b>Pass</b>
	GZ(intersection) / GZ(max) shall be less than (<)	60	%	13,728	<b>Pass</b>

## CONDIÇÃO DE CARREGAMENTO

### 10 % DE CONSUMÍVEIS – CHEGADA (tabela 28)

Tabela 28: Condição de carregamento 10% consumíveis

<b>CHEGADA 10%</b>						
<b>ITEM</b>	<b>QDE</b>	<b>PESO [ton]</b>	<b>CG [X] [m]</b>	<b>CG [Z] [m]</b>	<b>CG [Y] [m]</b>	
Lightship		100%	138,2	12,4	4,1	0
TQ. Lastro 1 BB		96%	14,34	1,557	3,812	3,244
TQ. Lastro 1 BE		96%	14,34	1,557	3,812	-3,244
TQ. OD 1 BB		21%	6	9,746	1,098	0,875
TQ. OD 1 BE		21%	6	9,746	1,098	-0,875
TQ. OD 2 BB		0%	0	14,884	1,715	2,691
TQ. OD 2 BE		0%	0	14,884	1,715	-2,691
TQ. OD 3 BB		0%	0	19,364	2,295	1,54
TQ. OD 3 BE		0%	0	19,364	2,295	-1,54
Cofferdam		0%	0	22,49	2,327	0
TQ. AD BB		10%	0,602	23,484	0,691	0,362
TQ. AD BE		10%	0,602	23,484	0,691	-0,362
PQ. TQ. Vante		0%	0	29,783	4,964	0
Tq. Lastro 2 Central		96%	34,29	25,983	2,348	0
<b>Total Weight=</b>			<b>214,4</b>	<b>LCG=13,036 m</b>	<b>VCG=3,594 m</b>	<b>TCG=0,000 m</b>

## EQUILIBRIO

Para a condição de carregamento testada foram obtidas as características hidrostáticas mostradas na figura 110 e, em especial, o seguinte valor de inclinação longitudinal:

$$\text{Trim (positivo)} = 0,364 \text{ m} \quad (\text{Eq. 13.1.18})$$

$$1,5\%LPP (0,457 \text{ m}) \quad (\text{Eq. 13.1.19})$$

Novamente percebe-se que o bow thruster, posicionado a 958 milímetro abaixo do calado de projeto se encontra completamente submerso, uma vez que o calado na perpendicular de vante, *Draft at FP* na figura, é igual a 2,123 metros:

$$\text{Calado}_{\text{Min}_{P.VANTE}} \Rightarrow \text{Calado}_{\text{PROJETO}} - 958 \quad (\text{Eq. 13.1.20})$$

$$\text{Calado}_{\text{PROJETO}} - 958 [\text{mm}] = 2,865 - 0,958 \quad (\text{Eq. 13.1.21})$$

$$\text{Calado}_{\text{Min}_{P.VANTE}} \Rightarrow 1,907 \text{ metros} \quad (\text{Eq. 13.1.22})$$

Draft Amidsh. m	2,305
Displacement tonne	214,2
Heel to Starboard degrees	0
Draft at FP m	2,123
Draft at AP m	2,487
Draft at LCF m	2,341
<b>Trim (+ve by stern) m</b>	<b>0,364</b>
WL Length m	30,193
WL Beam m	8,717
Wetted Area m <sup>2</sup>	235,354
Waterpl. Area m <sup>2</sup>	190,878
Prismatic Coeff.	0,659
Block Coeff.	0,357
Midship Area Coeff.	0,631
Waterpl. Area Coeff.	0,725
LCB from Amidsh. (+ve fwd) m	-2,231
LCF from Amidsh. (+ve fwd) m	-3,029
KB m	1,661
KG fluid m	4,195
BMt m	4,303
BML m	48,179
GMt m	1,77
GML m	45,646
KMt m	5,965
KML m	49,841
Immersion (TPc) tonne/cm	1,957
MTc tonne.m	3,208
RM at 1deg = GMt.Disp.sin(1) tonne.m	6,617
Max deck inclination deg	0,7
Trim angle (+ve by stern) deg	0,7

Figura 110: Resultado do Hidromax

## ESTABILIDADE

### ▪ Situação 1

A embarcação atendeu a todos os critérios de estabilidade selecionados, exceto o relacionado com a inclinação devido ao vento severo. A figura 111 e a tabela 29 apresentam os resultados obtidos.



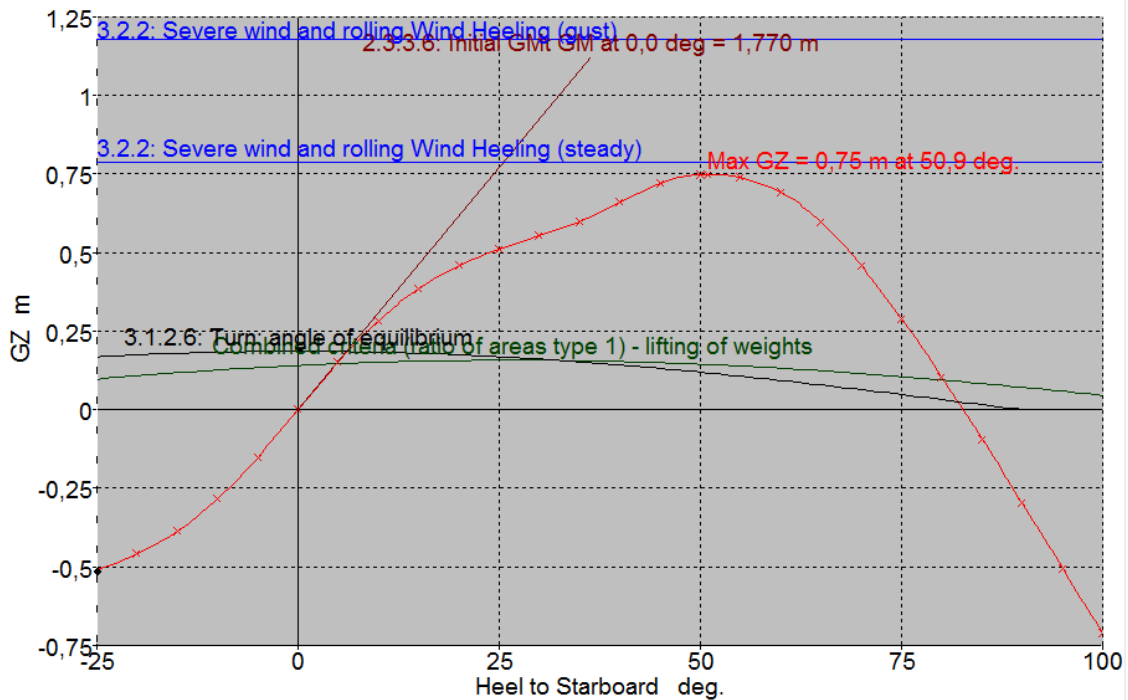


Figura 111: Ângulo de Inclinação [graus] x GZ [m] – CHEGADA (1)

Tabela 29: Resultados dos testes de estabilidade – CHEGADA (1)

CARREGAMENTO 10% CONSUMÍVEIS - SITUAÇÃO 1					
Code	Criteria	Value	Units	Actual	Status
HSC mono. Intact	<b>2.3.3.2: Area 0 to 30 or GZmax</b>				
	shall not be less than ( $\geq$ )	0,055	m.rad	0,181	Pass
	<b>2.3.3.3: Area 30 to 40</b>				
	shall not be less than ( $\geq$ )	0,03	m.rad	0,105	Pass
	<b>2.3.3.4: Max GZ at 30 or greater</b>				
	shall not be less than ( $\geq$ )	0,2	m	0,75	Pass
	<b>2.3.3.5: Angle of maximum GZ</b>				
shall not be less than ( $\geq$ )	15	deg	50,9	Pass	
<b>2.3.3.6: Initial GMt</b>					
shall not be less than ( $\geq$ )	0,15	m	1,77	Pass	
A.749(18) Ch3 - Design criteria applicable to all ships	<b>3.1.2.6: Turn: angle of equilibrium</b>				
	vessel speed: v =	16	kts		
	turn radius, R, as percentage of Lwl	300	%		
	shall not be greater than ( $\leq$ )	10	deg	6,2	Pass
	<b>3.2.2: Severe wind and rolling</b>				
	wind pressure: P =	1957	Pa		
	area centroid height: h =	6,018	m		
	total area: A =	173,6	m <sup>2</sup>		
gust ratio	1,3				
Angle of steady heel shall not be greater than ( $\leq$ )	16	deg		Not Analysed	
Area1 / Area2 shall not be less than ( $\geq$ )	100	%		Not Analysed	
Heeling arm, combined criteria	<b>Combined criteria (ratio of areas type 1) - lifting of weights heeling arm</b>				
	mass being lifted: M =	3,05	tonne		
	vertical separation of suspension from stowage position: v =	6	m		
	horizontal separation of suspension from stowage position: h =	9,9	m		
	Angle of steady heel shall be less than ( $<$ )	15	deg	4,8	Pass
	Area1 / Area2 shall be greater than ( $>$ )	40	%	69,302	Pass
	GZ(intersection) / GZ(max) shall be less than ( $<$ )	60	%	19,553	Pass

▪ Situação 2

Nesse momento, além das segundas situações relativas à movimentação de peso e à curva em alta velocidade, será verificado se a embarcação, em sua condição mais leve de carregamento, atende ao item 3.2.2.2 da resolução da IMO A.749(18)

**Pressão do vento conforme IMO A.749(18) 3.2.2.2**

$$P = 504 \text{ N/m}^2 \quad (\text{Eq. 13.1.23})$$

Através da figura 112 e da tabela 29 observa-se que a embarcação atendeu aos critérios seleccionados. Nota-se que, para satisfazer o critério relacionado à curva em alta velocidade com diâmetro de duas vezes o comprimento de linha d'água, foi necessário reduzir a velocidade do navio para 11 nós.

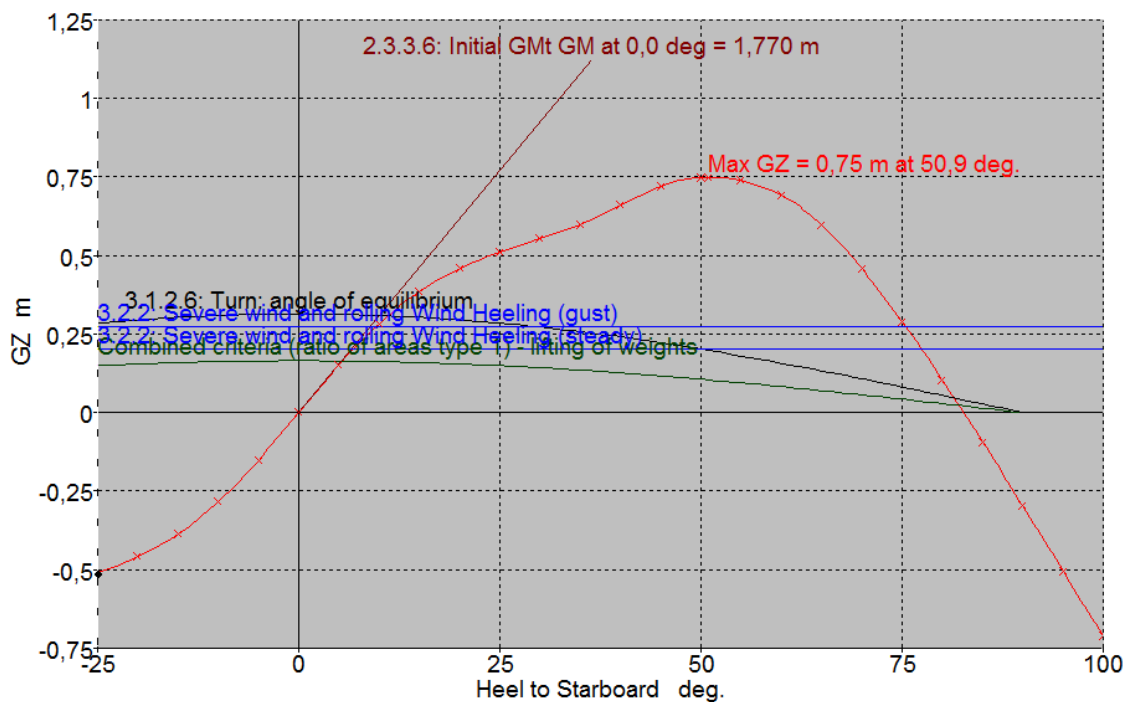


Figura 112: Ângulo de Inclinação [graus] x GZ [m] – CHEGADA (2)

Tabela 29: Resultados dos testes de estabilidade – CHEGADA (2)

CARREGAMENTO 10% CONSUMÍVEIS - SITUAÇÃO 2					
Code	Criteria	Value	Units	Actual	Status
A.749(18) Ch3 - Design criteria applicable to all ships	<b>3.1.2.6: Turn: angle of equilibrium</b>				
	vessel speed: v =	11	kts		
	turn radius, R, as percentage of Lwl	100	%		
	shall not be greater than (<=)	10	deg	9,1	Pass
	<b>3.2.2: Severe wind and rolling</b>				
	wind pressure: P =	504	Pa		
	area centroid height: h =	6,018	m		
	total area: A =	173,6	m <sup>2</sup>		
	gust ratio	1,35			
	Angle of steady heel shall not be greater than (<=)	16	deg	6,8	Pass
Area1 / Area2 shall not be less than (>=)	100	%	104,08	Pass	
Heeling arm, combined criteria	<b>Combined criteria (ratio of areas type 1) - lifting of weights heeling arm</b>				
	mass being lifted: M =	3,05	tonne		
	vertical separation of suspension from stowage position: v =	0	m		
	horizontal separation of suspension from stowage position: h =	11,6	m		
	Angle of steady heel shall be less than (<)	15	deg	5,5	Pass
	Area1 / Area2 shall be greater than (>)	40	%	71,525	Pass
	GZ(intersection) / GZ(max) shall be less than (<)	60	%	21,95	Pass

A tabela 30, abaixo, contém um resumo dos resultados dos testes de equilíbrio e estabilidade realizados para o monocasco. Podemos perceber que a situação em que a embarcação está sujeita a ação do vento de 100 nós se mostra crítica e, apesar dos esforços em reduzir ao máximo a área exposta acima da linha d'água e a altura do centro de gravidade do navio, a embarcação se mostra incapaz de suportar as forças relacionadas.

Tabela 30: Resumo dos resultados dos testes de equilíbrio e estabilidade do modelo monocasco

Testes de Equilíbrio e Estabilidade			Condições de Carregamento		
			100%	50%	10%
Equilíbrio	Trim [m]		0,103	0,418	0,364
IMO A.749(18) Ch.3 - Ângulo de equilíbrio durante curva em alta velocidade	Situação 1	Raio da curva: 3 Lwl ; Vel: 16 nós	ok	ok	ok
	Situação 2	Raio da curva: 1 Lwl ; Vel: 12 nós	ok	ok	ok p/ Vel = 11 nós
Heeling Arm Combined Criteria - Ângulo de Inclinação devido à movimentação de pesos	Situação 1	Distância vertical da posição de estiva: 6 m ; Distância horizontal da posição de estiva: 9,9 m	ok	ok	ok
	Situação 2	Distância vertical da posição de estiva: 0 m ; Distância horizontal da posição de estiva: 11,6 m	ok	ok	ok
IMO A.749(18) Ch.3 - Inclinação devido à vento severo	Situação 1	Pressão do vento 1957 Pa (MSC.97(73) - 1.1)	não atende	não atende	não atende
	Situação 2	Pressão do vento 504 Pa (IMO A.749(18) - 3.2.2.2)	ok	ok	ok
HSC mono. Intact	Area 0 to 30 or GZmax		ok	ok	ok
	Area 30 to 40		ok	ok	ok
	Max GZ at 30 or greater		ok	ok	ok
	Angle of maximum GZ		ok	ok	ok
	Initial GMt		ok	ok	ok

## 13.2 CATAMARÃ (150 A)

### 13.2.1 CRITÉRIOS DE ESTABILIDADE

▪ **Estabilidade Intacta MSC.36(63) 2000 HSC Code – Anexo 7**

1.1) A área  $A_1$  abaixo da curva GZ até o ângulo  $\theta$  deve ser no mínimo:

$$A_1 = 0,055 * (30^\circ / \theta) [m.rad] \quad (\text{Eq. 13.2.1})$$

Onde  $\theta$  é o menor entre os seguintes ângulos:

- o ângulo de alagamento
- o ângulo no qual o GZ máximo ocorre
- $30^\circ$

1.2) O GZ máximo deve ocorrer em um ângulo maior do que  $10^\circ$

1.3) O braço de inclinação causado pelo vento será assumido como constante para todos os ângulos de inclinação e deve ser calculado conforme abaixo.

$$HL_1 = (P_i * A * Z) / 9800 * \Delta \quad [m] \quad (\text{Eq. 13.2.2})$$

$$HL_2 = 1,5 * HL_1 \quad [m] \quad (\text{Eq. 13.2.3}) \quad (\text{ver figura 113})$$

Onde:

$$P_i = 500 (V_w / 26)^2$$

$V_w$  = Velocidade do vento em m/s

$A$  = Área lateral acima da linha d'água em  $m^2$  (figura 113)

$Z$  = Distância vertical do centro de  $A$  até metade do calado

$\Delta$  = Deslocamento em toneladas

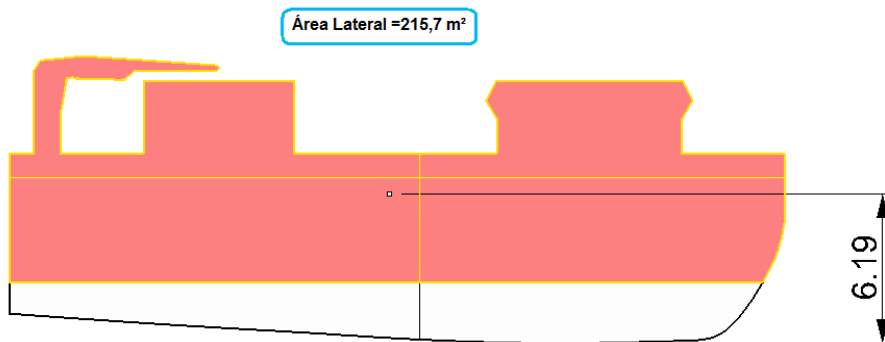


Figura 113: Área projetada do catamarã

- 1.4) O maior valor entre a inclinação devido ao acúmulo de passageiros em um bordo ou a curva em alta velocidade deve ser aplicado em conjunto à inclinação devido ao vento ( $HL_2$ , figura 114)
- 1.4.2) O braço de inclinação devido à curva em alta velocidade será somado ao valor obtido de  $HL_2$  e deve ser calculado conforme abaixo:

$$TL = (l / g) * (V_0^2 / R) * (KG - d/2) \quad (\text{Eq. 13.2.4})$$

Onde:

$TL$  = braço devido ao giro em metros

$V_0$  = Velocidade em m/s

$R$  = Raio de giro em metros

$KG$  = Altura vertical do centro de gravidade em metros

$d$  = calado em metros

$g$  = aceleração da gravidade em  $m/s^2$

- 1.5) A área residual abaixo da curva GZ ( $A_2$ ) a frente do ângulo de banda ( $\theta_h$ ) deve ser no mínimo igual a 0,028 m.rad até o ângulo  $\theta_r$ , tomado como sendo o menor valor entre  $15^\circ$  e  $(\theta_d - \theta_h)$ , conforme figura abaixo

## MULTIHULL CRAFT CRITERIA

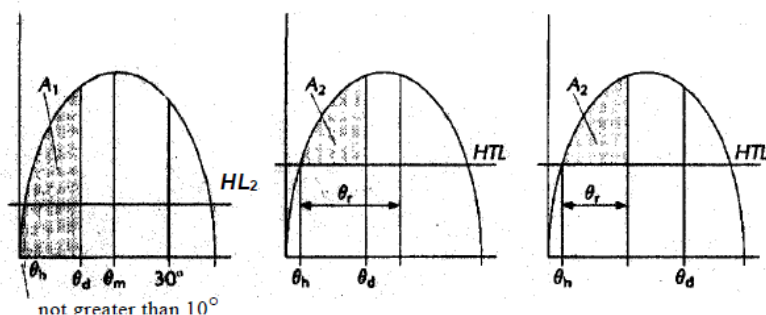


Figure 1 - Intact stability

$HL_2$  = Heeling lever due to wind + gusting

$HTL$  = Heeling lever due to wind + gusting + (passenger crowding or turning)

$\theta_m$  = Angle of maximum GZ

$\theta_d$  = Angle of downflooding

$\theta_r$  = Angle of roll

$\theta_h$  = Angle of heel due to heeling lever  $HL_2, HTL$

$A_1 \geq$  Area required by 1.1

$A_2 \geq 0.028 \text{ m.rad}$

Figura 114: Áreas para cálculo da estabilidade

- 3.2.1) O ângulo de banda devido à lufada de vento quando o braço de adernamento  $HL_2$ , obtido em 1.3, é aplicado à curva de estabilidade intacta, não deve ser maior do que  $10^\circ$

### 13.2.2 CONDIÇÕES DE CARREGAMENTO

#### 100% DE CONSUMÍVEIS – PARTIDA

Conforme se observa na tabela 31, na condição de partida, com 100 % dos consumíveis a bordo, foi necessário lastrar a embarcação com cerca de 4 toneladas de água salgada, de forma que fossem alcançadas as condições estabelecidas de calado de projeto e inclinação longitudinal.

Tabela 31: Condição de carregamento 100% consumíveis

<b>PARTIDA 100%</b>					
<b>ITEM</b>	<b>QDE</b>	<b>PESO</b>	<b>CG [X]</b>	<b>CG [Z]</b>	<b>CG [Y]</b>
		<b>[ton]</b>	<b>[m]</b>	<b>[m]</b>	<b>[m]</b>
Lightship	100%	176,7	13	3,7	0
TQ OD. BB	96%	54,8	12,588	1,372	-8,02
TQ OD. BE	96%	54,8	12,588	1,372	8
TQ Lastro 1 BB	16%	1	1,601	1,907	-9,525
TQ Lastro 2 BB	16%	1	1,601	1,907	-6,515
TQ Lastro 1 BE	16%	1	1,6	1,92	9,521
TQ Lastro 2 BE	15%	1	1,602	1,894	6,51
Coferdam BB	0%	0	21,491	1,258	-8,02
Coferdam BE	0%	0	21,491	1,258	8
TQ. AD BB	96%	4,955	22,946	1,236	-8,02
TQ. AD BE	96%	4,955	22,946	1,236	8
TQ Lastro 3 BB	0%	0	25,949	1,284	-8,02
TQ Lastro 3 BE	0%	0	25,949	1,284	8
Pq. Vante BB	0%	0	29,758	3,898	-8,02
Pq. Vante BE	0%	0	29,758	3,898	8
<b>Total Weight=</b>		<b>300,1</b>	<b>LCG=13,026 m</b>	<b>VCG=2,745 m</b>	<b>TCG=-0,004 m</b>

## EQUILÍBRIO

Para a condição de carregamento testada foram obtidas as características hidrostáticas mostradas na figura 115 e, em especial, o seguinte valor de inclinação longitudinal:

$$\text{Trim} = 0,14 \text{ m} \quad (\text{Eq. 13.2.5})$$

$$1,5\%LPP (0,457 \text{ m}) \quad (\text{Eq. 13.2.6})$$

Draft Amidsh. m	2,49
Displacement tonne	300,1
Heel to Starboard degrees	0,01
Draft at FP m	2,42
Draft at AP m	2,56
Draft at LCF m	2,502
<b>Trim (+ve by stern) m</b>	<b>0,14</b>
WL Length m	30,435
WL Beam m	20,94
Wetted Area m <sup>2</sup>	364,445
Waterpl. Area m <sup>2</sup>	223,193
Prismatic Coeff.	0,692
Block Coeff.	0,396
Midship Area Coeff.	0,672
Waterpl. Area Coeff.	0,745
LCB from Amidsh. (+ve fwd) m	-2,226
LCF from Amidsh. (+ve fwd) m	-2,7
KB m	1,724
KG fluid m	3,363
BMt m	50,09
BML m	41,926
GMt m	48,451
GML m	40,288
KMt m	51,814
KML m	43,651
Immersion (TPc) tonne/cm	2,288
MTc tonne.m	3,965
RM at 1deg = GMt.Disp.sin(1) tonne.m	253,733
Max deck inclination deg	0,3
Trim angle (+ve by stern) deg	0,3

Figura 115: Resultado do Hidromax

## ESTABILIDADE

Conforme se observa através da figura 116 e da tabela 32, a embarcação atendeu a todos os critérios de estabilidade selecionados.



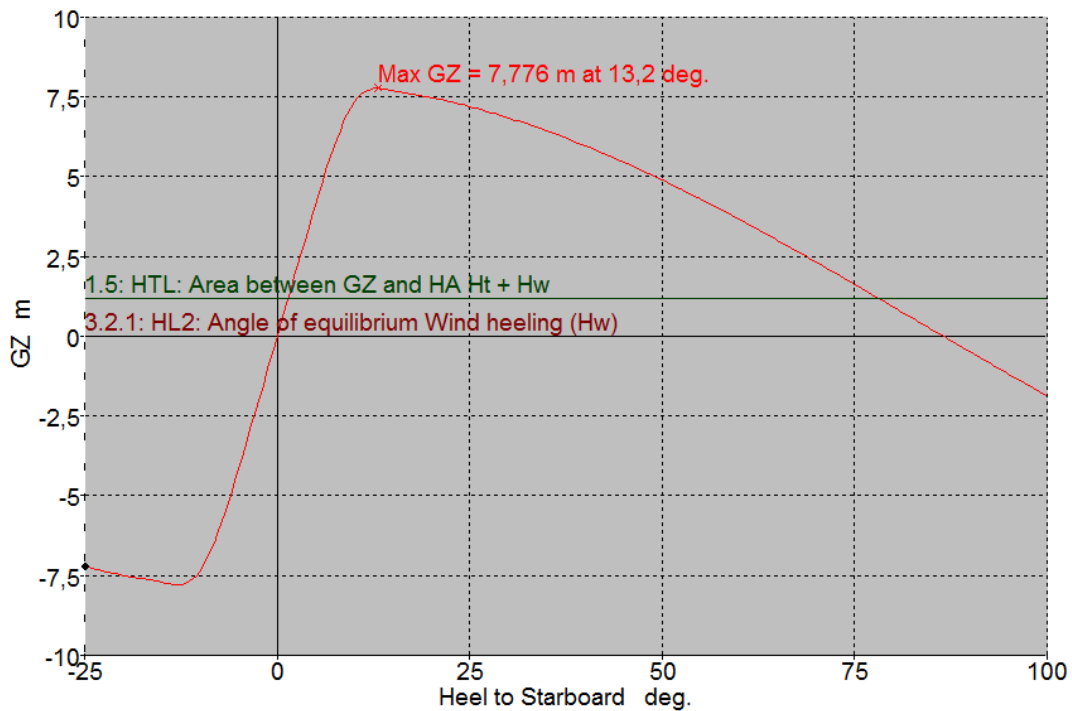


Figura 116: Ângulo de Inclinação [graus] x GZ [m] – PARTIDA

Tabela 32: Resultados dos testes de estabilidade – PARTIDA

CARREGAMENTO 100% CONSUMÍVEIS						
Code	Criteria	Value	Units	Actual	Status	
HSC multi. Intact	<b>1.1: Area 0 to 30</b>					
	shall not be less than ( $\geq$ )	0,125	m.rad	1,123	Pass	
	<b>1.2: Angle of maximum GZ</b>					
	shall not be less than ( $\geq$ )	10	deg	13,2	Pass	
	<b>1.5: Area HTL</b>					
	Turn arm: $a \sqrt{2} / (R g) h \cos^n(\phi)$					
	constant: a =					
	vessel speed: v =	16	kts			
	turn radius, R, as percentage of Lwl	300	%			
	h = KG - mean draught / 2	1,5	m			
	Wind arm: $a \sqrt{2} A (h - H) / (g \text{ disp.}) \cos^n(\phi)$					
	constant: a =	1,501				
	wind velocity: v =	100	kts			
	area centroid height: h =	6,19	m			
	total area: A =	215,7	m <sup>2</sup>			
	H = mean draught / 2	1,245	m			
	<b>Criteria: Area between GZ and heeling arms shall not be less than (<math>\geq</math>)...</b>					Pass
	<b>Ht + Hw</b>	<b>0,028</b>	<b>m.rad</b>	<b>1,186</b>	<b>Pass</b>	
	<b>3.2.1: HL2: Angle of equilibrium</b>					
	Wind arm: $a \sqrt{2} A (h - H) / (g \text{ disp.}) \cos^n(\phi)$					
	constant: a =	1,501		1,7		
wind velocity: v =	100	kts				
area centroid height: h =	6,19	m				
total area: A =	215,7	m <sup>2</sup>				
H = mean draught / 2	1,245	m				
<b>Criteria: Angle of equilibrium due to the following shall not be greater than (<math>\leq</math>)...</b>					Pass	
<b>Wind heeling (Hw)</b>	<b>10</b>	<b>deg</b>	<b>1,7</b>	<b>Pass</b>		

## CONDIÇÃO DE CARREGAMENTO

### 50 % DE CONSUMÍVEIS - NAVEGANDO (tabela 33)

Tabela 33: Condição de carregamento 50% consumíveis

NAVEGANDO 50%					
ITEM	QDE	PESO [ton]	CG [X] [m]	CG [Z] [m]	CG [Y] [m]
Lightship	100%	176,7	13	3,7	0
TQ OD. BB	50%	28,52	13,352	1,068	-8,02
TQ OD. BE	50%	28,52	13,352	1,068	8
TQ Lastro 1 BB	0%	0	1,556	2,911	-9,665
TQ Lastro 2 BB	0%	0	1,556	2,911	-6,375
TQ Lastro 1 BE	0%	0	1,557	2,915	9,656
TQ Lastro 2 BE	0%	0	1,555	2,907	6,366
Coferdam BB	0%	0	21,491	1,258	-8,02
Coferdam BE	0%	0	21,491	1,258	8
TQ. AD BB	50%	2,581	22,941	0,86	-8,02
TQ. AD BE	50%	2,581	22,941	0,86	8
TQ Lastro 3 BB	0%	0	25,949	1,284	-8,02
TQ Lastro 3 BE	0%	0	25,949	1,284	8
Pq. Vante BB	0%	0	29,758	3,898	-8,02
Pq. Vante BE	0%	0	29,758	3,898	8
<b>Total Weight=</b>		<b>238,9</b>	<b>LCG=13,299 m</b>	<b>VCG=3,010 m</b>	<b>TCG=-0,003 m</b>

## EQUILIBRIO

Para a condição de carregamento testada foram obtidas as características hidrostáticas mostradas na figura 117 e, em especial, o seguinte valor de inclinação longitudinal:

$$\text{Trim} = 0,049 \text{ m} \quad (\text{Eq. 13.2.7})$$

$$1,5\%LPP (0,457 \text{ m}) \quad (\text{Eq. 13.2.8})$$

Percebe-se que o bow thruster, posicionado a 900 milímetros abaixo do calado de projeto se encontra completamente submerso, uma vez que o calado na perpendicular de vante, *Draft at FP* na figura, é igual a 2,201 metros:

$$\text{Calado}_{\text{Min } P.VANTE} \Rightarrow \text{Calado}_{\text{PROJETO}} - 900 \quad (\text{Eq. 13.2.9})$$

$$\text{Calado}_{\text{PROJETO}} - 900 [\text{mm}] = 2,518 - 900 \quad (\text{Eq. 13.2.10})$$

$$\text{Calado}_{\text{Min } P.VANTE} \Rightarrow 1,618 \text{ metros} \quad (\text{Eq. 13.2.11})$$

Draft Amidsh. m	2,225
Displacement tonne	238,8
Heel to Starboard degrees	0
Draft at FP m	2,201
Draft at AP m	2,249
Draft at LCF m	2,229
Trim (+ve by stern) m	0,049
WL Length m	30,303
WL Beam m	20,792
Wetted Area m <sup>2</sup>	328,042
Waterpl. Area m <sup>2</sup>	213,444
Prismatic Coeff.	0,68
Block Coeff.	0,362
Midship Area Coeff.	0,641
Waterpl. Area Coeff.	0,738
LCB from Amidsh. (+ve fwd) m	-1,927
LCF from Amidsh. (+ve fwd) m	-2,858
KB m	1,559
KG fluid m	3,782
BMt m	60,109
BML m	49,451
GMt m	57,887
GML m	47,228
KMt m	61,668
KML m	51,01
Immersion (TPc) tonne/cm	2,188
MTC tonne.m	3,698
RM at 1deg = GMt.Disp.sin(1) tonne.m	241,221
Max deck inclination deg	0,1
Trim angle (+ve by stern) deg	0,1

Figura 117: Resultado do Hidromax

## ESTABILIDADE

Conforme se observa através da figura 118 e da tabela 34, a embarcação atendeu a todos os critérios de estabilidade selecionados.

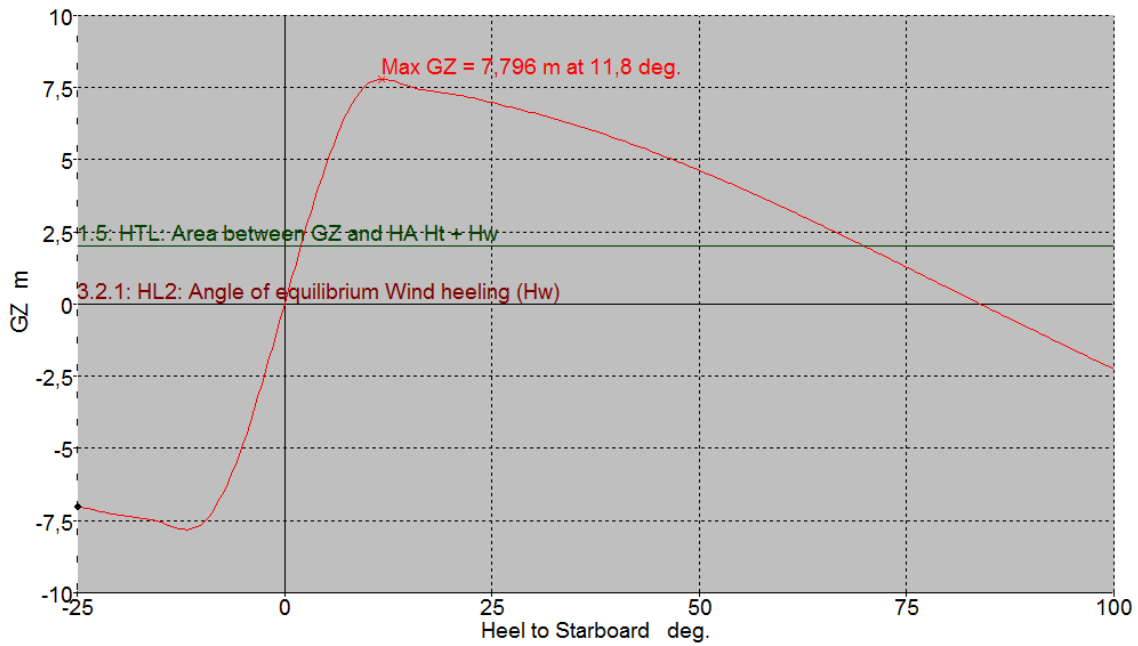


Figura 118: Ângulo de Inclinação [graus] x GZ [m] – NAVEGANDO

Tabela 34: Resultados dos testes de estabilidade - NAVEGANDO

CARREGAMENTO 50% CONSUMIVEIS						
Code	Criteria	Value	Units	Actual	Status	
HSC multi. Intact	<b>1.1: Area 0 to 30</b>					
	shall not be less than ( $\geq$ )	0,14	m.rad	1,028	Pass	
	<b>1.2: Angle of maximum GZ</b>					
	shall not be less than ( $\geq$ )	10	deg	11,8	Pass	
	<b>1.5: Area HTL</b>					
	Turn arm: $a \sqrt{2} / (R \cdot g) \cdot h \cdot \cos^n(\phi)$					
	constant: a =					
	vessel speed: v =	16	kts			
	turn radius, R, as percentage of Lwl	300	%			
	$h = KG - \text{mean draught} / 2$	1,5	m			
	Wind arm: $a \sqrt{2} A (h - H) / (g \text{ disp.}) \cdot \cos^n(\phi)$					
	constant: a =	1,50102				
	wind pressure: P =	1957	Pa			
	area centroid height: h =	6,19	m			
	total area: A =	215,7	m <sup>2</sup>			
	$H = \text{mean draught} / 2$	1,245	m			
	<b>Criteria: Area between GZ and heeling arms shall not be less than (<math>\geq</math>)...</b>					Pass
	<b>Ht + Hw</b>	<b>0,028</b>	<b>m.rad</b>	<b>1,152</b>	<b>Pass</b>	
	<b>3.2.1: HL2: Angle of equilibrium</b>					
	Wind arm: $a \sqrt{2} A (h - H) / (g \text{ disp.}) \cdot \cos^n(\phi)$					
	constant: a =	1,50068				
	wind velocity: v =	100	kts			
area centroid height: h =	6,19	m				
total area: A =	215,7	m <sup>2</sup>				
$H = \text{mean draught} / 2$	1,245	m				
<b>Criteria: Angle of equilibrium due to the following shall not be greater than (<math>\leq</math>)...</b>					Pass	
<b>Wind heeling (Hw)</b>	<b>10</b>	<b>deg</b>	<b>1,8</b>	<b>Pass</b>		

## CONDIÇÃO DE CARREGAMENTO

### 10% DOS CONSUMÍVEIS– CHEGADA (tabela 35)

Tabela 35: Carregamento 10% consumíveis

PARTIDA 100%					
ITEM	QDE	PESO [ton]	CG [X] [m]	CG [Z] [m]	CG [Y] [m]
Lightship	100%	176,7	13	3,7	0
TQ OD. BB	10%	5,7	16,001	0,597	-8,02
TQ OD. BE	10%	5,7	16,001	0,597	8
TQ Lastro 1 BB	0%	0	1,556	2,911	-9,665
TQ Lastro 2 BB	0%	0	1,556	2,911	-6,375
TQ Lastro 1 BE	0%	0	1,557	2,915	9,656
TQ Lastro 2 BE	0%	0	1,555	2,907	6,366
Coferdam BB	0%	0	21,491	1,258	-8,02
Coferdam BE	0%	0	21,491	1,258	8
TQ. AD BB	10%	0,516	22,94	0,338	-8,02
TQ. AD BE	10%	0,516	22,94	0,338	8
TQ Lastro 3 BB	0%	0	25,949	1,284	-8,02
TQ Lastro 3 BE	0%	0	25,949	1,284	8
Pq. Vante BB	0%	0	29,758	3,898	-8,02
Pq. Vante BE	0%	0	29,758	3,898	8
<b>Total Weight=</b>		<b>189,1</b>	<b>LCG=13,235 m</b>	<b>VCG=3,495 m</b>	<b>TCG=-0,001 m</b>

## EQUILIBRIO

Para a condição de carregamento testada foram obtidas as características hidrostáticas mostradas na figura 119 e, em especial, o seguinte valor de inclinação longitudinal:

$$\text{Trim (positivo)} = 0,245 \text{ m} \quad (\text{Eq. 13.2.12})$$

$$1,5\%LPP (0,457 \text{ m}) \quad (\text{Eq. 13.2.13})$$

Novamente percebe-se que o bow thruster, posicionado a 900 milímetros abaixo do calado de projeto se encontra completamente submerso, uma vez que o calado na perpendicular de vante, *Draft at FP* na figura, é igual a 1,849 metros:

$$\text{Calado}_{\text{Min } P.VANTE} \Rightarrow \text{Calado}_{\text{PROJETO}} - 900 \quad (\text{Eq. 13.2.14})$$

$$\text{Calado}_{\text{PROJETO}} - 900 [\text{mm}] = 2,518 - 900 \quad (\text{Eq. 13.2.15})$$

$$\text{Calado}_{\text{Min } P.VANTE} \Rightarrow 1,618 \text{ metros} \quad (\text{Eq. 13.2.16})$$

Draft Amidsh. m	1,972
Displacement tonne	189
Heel to Starboard degrees	0
Draft at FP m	1,849
Draft at AP m	2,094
Draft at LCF m	1,997
<b>Trim (+ve by stern) m</b>	<b>0,245</b>
WL Length m	30,085
WL Beam m	20,623
Wetted Area m <sup>2</sup>	293,887
Waterpl. Area m <sup>2</sup>	201,266
Prismatic Coeff.	0,673
Block Coeff.	0,345
Midship Area Coeff.	0,622
Waterpl. Area Coeff.	0,727
LCB from Amidsh. (+ve fwd) m	-2,035
LCF from Amidsh. (+ve fwd) m	-3,08
KB m	1,415
KG fluid m	4,469
BMt m	71,482
BML m	57,217
GMt m	68,427
GML m	54,162
KMt m	72,896
KML m	58,631
Immersion (TPc) tonne/cm	2,063
MTc tonne.m	3,357
RM at 1deg = GMt.Disp.sin(1) tonne.m	225,717
Max deck inclination deg	0,5
Trim angle (+ve by stern) deg	0,5

Figura 119: Resultado do Hidromax

## ESTABILIDADE

A embarcação atendeu a todos os critérios de estabilidade selecionados, conforme se pode observar através da figura 120 e da tabela 36.

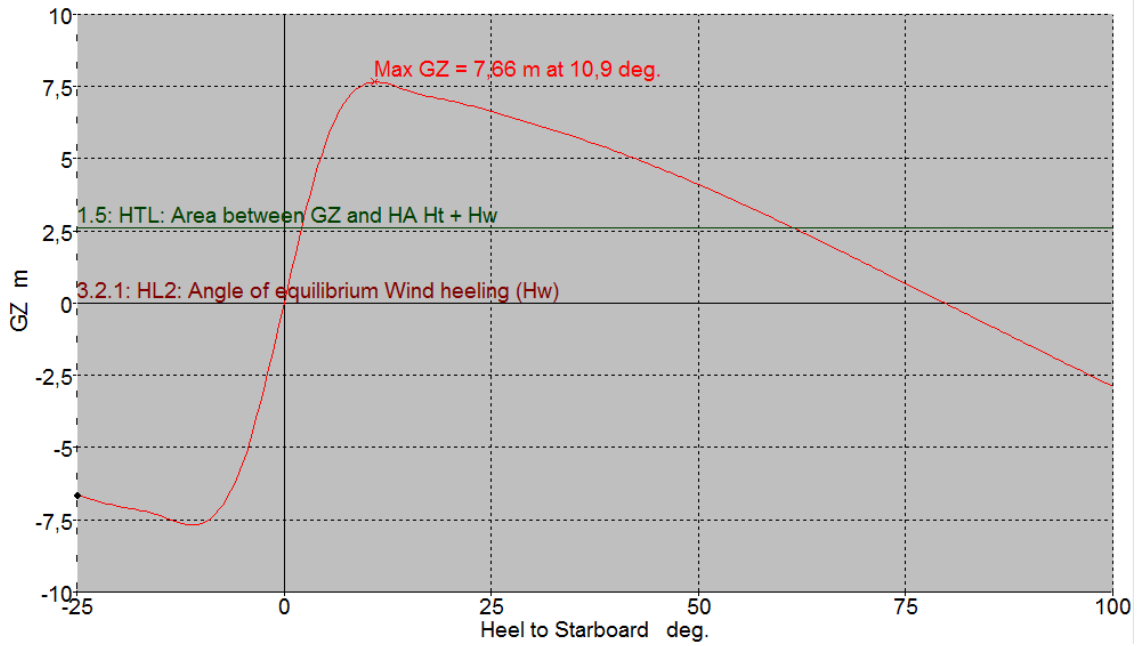


Figura 120: Ângulo de Inclinação [graus] x GZ [m] - CHEGADA

Tabela 36: Resultados dos testes de estabilidade - CHEGADA

CARREGAMENTO 10% CONSUMIVEIS						
Code	Criteria	Value	Units	Actual	Status	
HSC multi. Intact	<b>1.1: Area 0 to 30</b>					
	shall not be less than ( $\geq$ )	0,151	m.rad	0,978	Pass	
	<b>1.2: Angle of maximum GZ</b>					
	shall not be less than ( $\geq$ )	10	deg	10,9	Pass	
	<b>1.5: Area HTL</b>					
	Turn arm: $a \sqrt{2} / (R g) h \cos^n(\phi)$					
	constant: a =					
	vessel speed: v =	16	kts			
	turn radius, R, as percentage of Lwl	300	%			
	$h = KG - \text{mean draught} / 2$	1,5	m			
	Wind arm: $a \sqrt{2} A (h - H) / (g \text{ disp.}) \cos^n(\phi)$					
	constant: a =	1,50102				
	wind pressure: P =	1957	Pa			
	area centroid height: h =	6,19	m			
	total area: A =	215,7	m <sup>2</sup>			
	H = mean draught / 2	1,245	m			
	<b>Criteria: Area between GZ and heeling arms shall not be less than (<math>\geq</math>)...</b>					Pass
	<b>Ht + Hw</b>	<b>0,028</b>	<b>m.rad</b>	<b>1,055</b>	<b>Pass</b>	
	<b>3.2.1: HL2: Angle of equilibrium</b>					
	Wind arm: $a \sqrt{2} A (h - H) / (g \text{ disp.}) \cos^n(\phi)$					
	constant: a =	1,50068				
	wind velocity: v =	100	kts			
	area centroid height: h =	6,19	m			
total area: A =	215,7	m <sup>2</sup>				
H = mean draught / 2	1,245	m				
<b>Criteria: Angle of equilibrium due to the following shall not be greater than (<math>\leq</math>)...</b>					Pass	
<b>Wind heeling (Hw)</b>	<b>10</b>	<b>deg</b>	<b>2</b>	<b>Pass</b>		

A tabela 37, abaixo, contém um resumo do resultado dos testes de equilíbrio e estabilidade realizados para o catamarã. Podemos perceber que a embarcação não apresentou problemas para atender aos critérios selecionados.

Tabela 37: Resumo dos resultados dos testes de equilíbrio e estabilidade do modelo catamarã

Testes de Equilíbrio e Estabilidade		Condições de Carregamento		
		100%	50%	10%
Equilíbrio	Trim [m]	0,14	0,049	0,245
HSC multi. Intact	1.1: Area 0 to 30	ok	ok	ok
	1.2: Angle of maximum GZ	ok	ok	ok
	1.5: Area HTL	ok	ok	ok
	3.2.1: HL2: Angle of equilibrium	ok	ok	ok

## 14. COMPORTAMENTO NO MAR

O comportamento no mar em cada uma das embarcações foi avaliado em três diferentes pontos (proa, passadiço e centro de gravidade), através dos critérios MSI (*Motion Sickness Incidence*) do padrão ISO 2631/3, que associa níveis de aceleração vertical e frequência a sintomas físicos em humanos, de acordo o tempo de exposição. Esse padrão estabelece limites no movimento usando “fronteiras severas de desconforto” para diferentes tempos de exposição às vibrações e representam o comportamento esperado de passageiros eventuais, ou seja, não acostumados a estar a bordo de embarcações.

As análises das acelerações foram feitas através do programa *Seakeeper*, que resolve as equações dos movimentos de *heave* e *pitch* de forma acoplada. Serão testadas diferentes velocidades para o ângulo de incidência de 180 graus, conhecido como “mar de proa”, para o modelo de espectro de mar, com altura de onda característica e período definidos.

Abaixo estão os dados de entrada que devem ser inseridos no programa *Seakeeper* relativos à velocidade do navio, ao ângulo de incidência com relação às ondas, além das características do espectro de mar utilizado.

### Velocidades:

- Vel. de Serviço: 16 nós
- Vel. Reduzida: Velocidade máxima que atende ao critério ISO 2631/3



Ângulo incidência:

- 180°

Espectro de mar:

Modelo: JONSWAP

Altura Característica de onda: 1,5 m

Período Médio: 12 s

## TEORIA

Mares irregulares são tipicamente descritos em termos de um espectro de onda, que mostra a distribuição de energia das ondas em função da frequência. A curva representada no gráfico da figura 121 mostra essa variação e é chamada de energia do espectro de onda. A equação abaixo apresenta o cálculo da energia média de um determinado comprimento de onda. Por observação percebe-se que a energia média depende apenas do quadrado da amplitude da onda.

$$\bar{E} = \frac{\rho g \zeta_0^2}{2} \quad (\text{Eq. 14.1})$$

Onde:

$\bar{E}$  = Energia média

$\rho$  = densidade específica da água salgada

$g$  = aceleração da gravidade

$\zeta_0$  = amplitude da onda

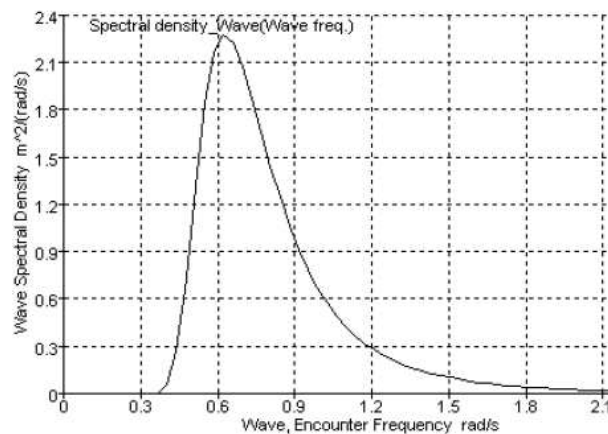


Figura 121: Representação de um espectro de energia de onda

Muitas características espectrais podem ser obtidas através do cálculo do momento espectral  $m_n$ . O  $n$ -ésimo momento espectral é calculado conforme a equação abaixo, para qualquer valor inteiro e positivo de  $n$  ( $n = 1, 2, \dots$ ):

$$m_n = \int_0^{\infty} \omega^n S_{\zeta}(\omega) d\omega \quad (\text{Eq. 14.2})$$

Em particular, o momento espectral  $m_0$ , é equivalente a área abaixo da curva espectral e também a variância do histórico de ondas no tempo, sendo calculada conforme abaixo:

$$m_0 = \int_0^{\infty} S_{\zeta}(\omega) d\omega \quad (\text{Eq. 14.3})$$

O desvio padrão,  $\sigma_0$ , ou RMS, *Root Mean Square* é calculado conforme abaixo:

$$\sigma_0 = \sqrt{m_0} \quad (\text{Eq. 14.4})$$

Quando temos a situação de um navio navegando em uma direção qualquer com relação às ondas, deve-se calcular a frequência de encontro relativa.

$$\omega_e = \omega - \frac{\omega^2 U}{g} \cos \mu \quad (\text{Eq. 14.5})$$

Onde:

$\omega_e$  = Frequência de encontro

$\omega$  = frequência da onda

$U$  = velocidade do navio

$g$  = aceleração da gravidade

$\mu$  = ângulo de incidência das ondas (Figura 122)

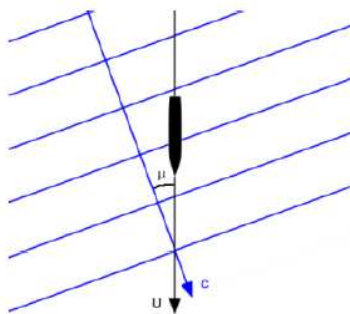


Figura 122: Ângulo de incidência das ondas

Com a frequência de encontro é possível transformar o espectro de ondas no espectro de encontro, que leva em consideração essa frequência relativa do navio e das ondas. Estabelecidas as relações das frequências e considerando que a energia das ondas não se altera se observada por um ponto estacionário ou móvel, temos que:

$$\text{Observador estacionário: } m_0 = \int_0^{\infty} S(\omega) d\omega \quad (\text{Eq. 14.6})$$

$$\text{Observador móvel: } m_0 = \int_0^{\infty} S(\omega_e) d\omega_e \quad (\text{Eq. 14.7})$$

Então:

$$S(\omega_e) d\omega_e = S(\omega) d\omega \quad \text{ou} \quad S(\omega_e) = \frac{S(\omega)}{\left| \frac{d\omega_e}{d\omega} \right|} \quad (\text{Eq. 14.8})$$

Onde é possível mostrar que:

$$S(\omega_e) = \frac{S(\omega)}{\left| 1 - \frac{2\omega U}{g} \cos \mu \right|} \quad (\text{Eq. 14.9})$$

De acordo com a equação diferencial de segunda ordem que descreve os movimentos do navio:

$$a\ddot{z} + b\dot{z} + cz = F_0 \cos(\omega t) \quad (\text{Eq. 14.10})$$

Onde  $a$ ,  $b$ ,  $c$  são os termos de massa, amortecimento e restauração, enquanto  $F_0$  é a amplitude da função força e  $\omega$  a frequência, é possível mostrar que a resposta para a equação acima é dada por:

$$z = \frac{F_0}{\sqrt{(c - a\omega^2)^2 + b^2\omega^2}} \cos(\omega t + \varepsilon) \quad (\text{Eq. 14.11})$$

Onde:

$\varepsilon$  é a fase referente à força e obedece a seguinte relação:

$$\tan \varepsilon = \frac{b\omega}{c - a\omega^2} \quad (\text{Eq. 14.12})$$

E ainda:

$$\beta = \frac{b}{2\sqrt{ca}} \quad (\text{Eq. 14.13}); \quad \omega_0 = \sqrt{\frac{c}{a}} \quad (\text{Eq. 14.14}); \quad \lambda = \frac{\omega}{\omega_e} \quad (\text{Eq. 14.15})$$

Reescrevendo a resposta através da função de transferência,  $z_0c/F_0$ , temos que:

$$RAO = z_0c / F_0 = \frac{1}{\sqrt{(c - \lambda^2)^2 + 4\beta^2 \lambda^2}} \quad (\text{Eq. 14.16})$$

Adimensionalizando para os diferentes movimentos:

- Movimento linear – Amplitude da onda; Função linear de transferência

$$RAO_z = \frac{z_0}{\zeta_0} \quad (\text{Eq. 14.17})$$

- Movimento angular – inclinação da onda; Função angular de transferência

$$RAO_\theta = \frac{\theta_0}{k\zeta_0} \quad (\text{Eq. 14.18})$$

- Aceleração vertical – aceleração da onda; Função transferência de aceleração vertical

$$RAO_a = \frac{a_0}{\omega_e^2 \zeta_0} \quad (\text{Eq. 14.19})$$

Portanto, se a resposta linear ao movimento de *heave* é dada por:

$$RAO_z(\omega_e) = \frac{z_0(\omega_e)}{\zeta_0(\omega_e)} \quad (\text{Eq. 14.20})$$

Então segue que o espectro de resposta do movimento é dado por  $S_z(\omega_e)$  (equação 14.21)

$$S_z(\omega_e) = RAO_z(\omega_e)^2 S_\zeta(\omega_e) \quad (\text{Eq. 14.21})$$

Onde  $S_\zeta(\omega_e)$  é a energia do espectro de onda de encontro.

Uma vez que a energia do espectro de movimento foi encontrada é possível calcular valores estatísticos similares aqueles calculados para a energia do espectro de

onda. Sabemos que a variância do movimento é dada pela área abaixo do espectro de energia do movimento:

$$m_0 = \int_0^{\infty} S(\omega_e) d\omega_e \quad (\text{Eq. 14.22})$$

Então, o movimento RMS é dado por  $\sqrt{m_0}$

Lembrando que o movimento pode ser definido por  $z = z_0 \cos(\omega_e t + \varepsilon)$  e que podemos obter a velocidade e a aceleração por diferenciação:

$$\dot{z} = -z_0 \omega_e \text{sen}(\omega_e t + \varepsilon) \quad (\text{Eq. 14.23})$$

$$\ddot{z} = z_0 \omega_e^2 \cos(\omega_e t + \varepsilon) \quad (\text{Eq. 14.24})$$

Então, a velocidade e, principalmente a aceleração vertical RMS,  $a_{zRMS}$ , referente ao movimento de *heave*, utilizada como parâmetro juntamente com a aceleração vertical RMS relacionada ao movimento de *pitch*, no cálculo do MSI, *Motion Sickness Incidence*, são dadas respectivamente por  $\sqrt{m_2}$  e  $\sqrt{m_4}$ . Sendo assim:

$$u_{zRMS}^2 = \int_0^{\infty} \omega_e^2 S_z(\omega_e) d\omega_e = m_2 \quad (\text{Eq. 14.25})$$

$$a_{zRMS}^2 = \int_0^{\infty} \omega_e^4 S_z(\omega_e) d\omega_e = m_4 \quad (\text{Eq. 14.26})$$

#### 14.1 MONOCASCO (320D)

Para a embarcação monocasco foram analisados os pontos conforme mostrados na tabela 38 e na figura 123:

Tabela 38: Pontos analisados Monocasco

<b>Pontos Analisados Monocasco</b>			
	<b>X [m]</b>	<b>Y [m]</b>	<b>Z [m]</b>
<b>Passadiço</b>	25	0	7,6
<b>Proa</b>	30	0	5,3
<b>CG</b>	13,11	0	3,04

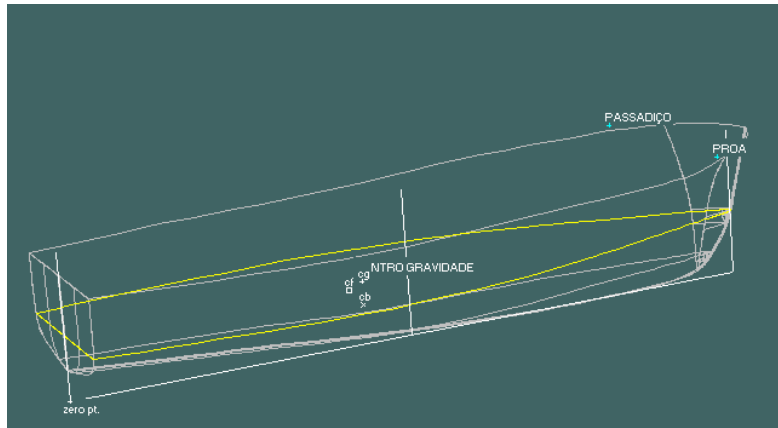


Figura 123: Pontos analisados no monocasco

Segue abaixo o gráfico com as acelerações verticais RMS em cada ponto analisado, de acordo com cada frequência de encontro do navio, obtido através da ferramenta *Seakeeper*, para a velocidade de serviço de 16 nós e o ângulo de incidência de 180 graus.

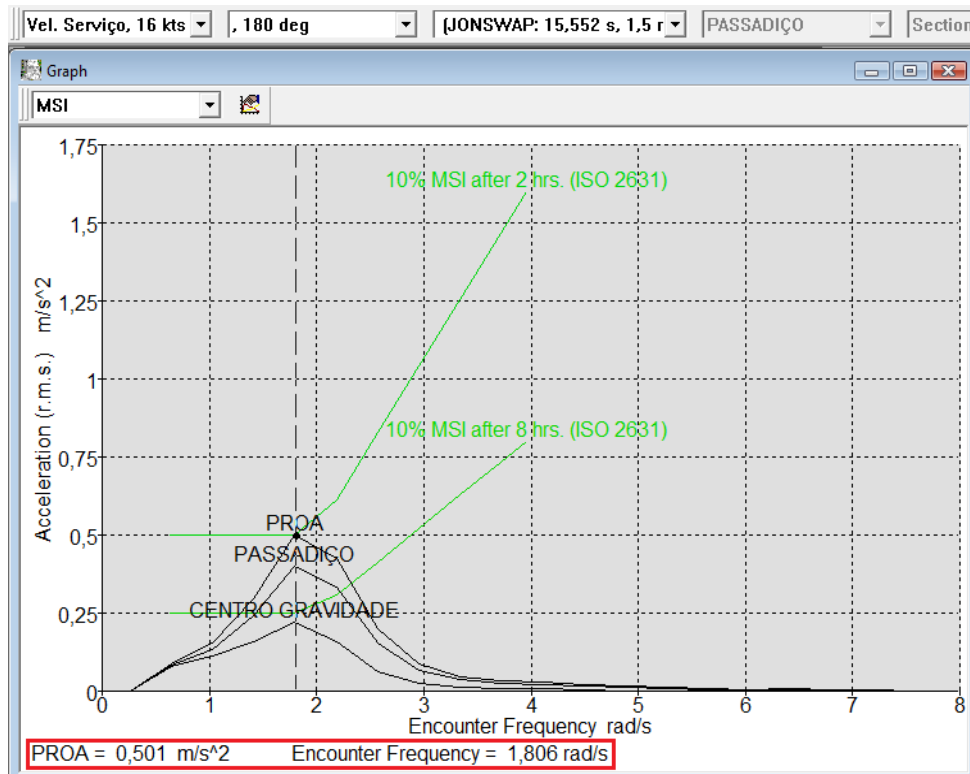


Figura 124: Gráfico Frequência de encontro [rad/s] / Aceleração vertical RMS [m/s<sup>2</sup>] – Monocasco, 16 nós

Pela figura 124 observa-se que, nas condições estabelecidas, a proa apresenta as maiores acelerações e o ponto localizado no passadiço apresenta valores acima dos

recomendados pelo padrão ISO 2631/3 para o tempo de exposição de 8 horas. Dessa forma pode-se dizer que mais de 10% dos passageiros não usuais submetidos a essas condições de aceleração e tempo de exposição sofreriam de enjôo. Sendo assim, torna-se necessária a redução da velocidade para que seja mantido o padrão de conforto a bordo recomendado. Nota-se que em nenhum dos pontos analisados as acelerações ultrapassaram aquelas recomendadas para o tempo de exposição de duas horas.

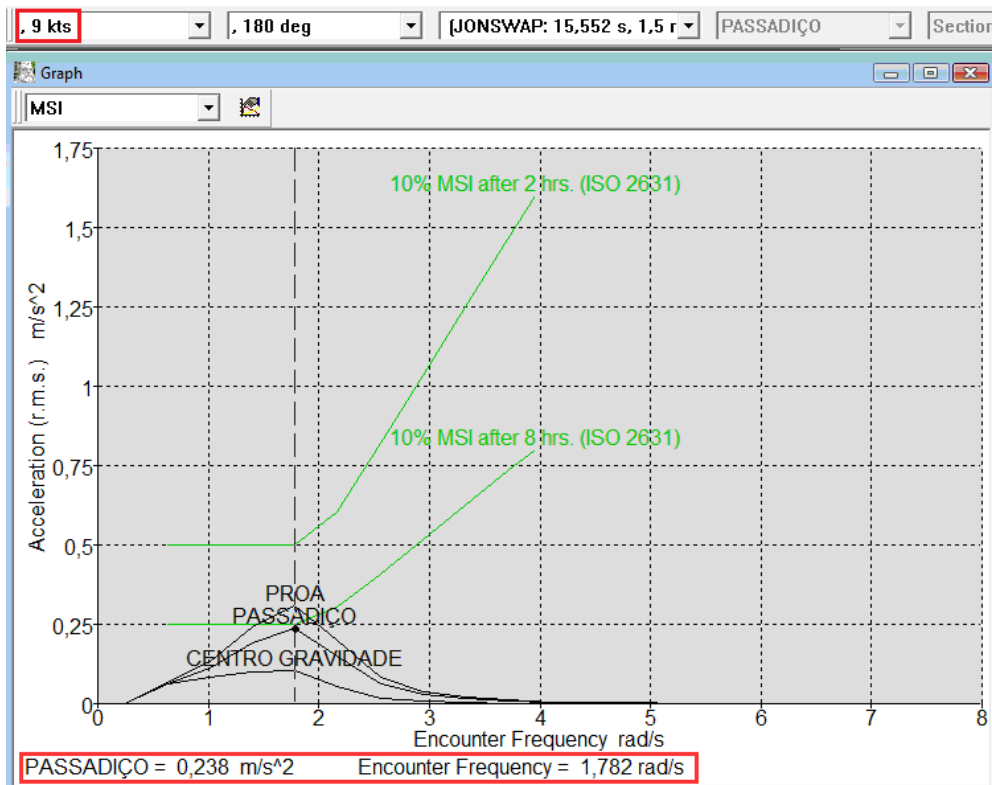


Figura 125: Gráfico Frequência de encontro [rad/s] / Aceleração vertical RMS [m/s<sup>2</sup>] – Monocasco, 9 nós

Conforme se pode observar através da figura 125, para que fossem respeitados os critérios de exposição às acelerações por oito horas na região do passadiço, é necessário reduzir a velocidade da embarcação para 9 nós.

## 14.2 CATAMARÃ (150A)

De acordo com o apresentado pelo manual do programa *Seakeeper*, para analisar a embarcação catamarã é necessário criar um modelo com apenas um casco centralizado em um plano  $y=0$ . Em seguida deve-se selecionar a opção “*Vessel Type*” marcando o “*Catamaran*” e estabelecendo o espaçamento entre os cascos, conforme figura 126.

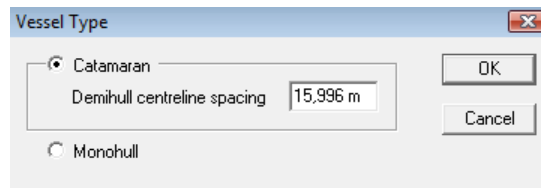


Figura 126: Tela do *Seakeeper* para o catamarã

Para a embarcação catamarã foram analisados os pontos mostrados na tabela 39 e na figura 127:

Tabela 39: Pontos analisados Catamarã

<b>Pontos Analisados Catamarã</b>			
	<b>X [m]</b>	<b>Y [m]</b>	<b>Z [m]</b>
<b>Passadiço</b>	25	0	10,0
<b>Proa</b>	30	0	7,2
<b>CG</b>	13,026	0	2,745

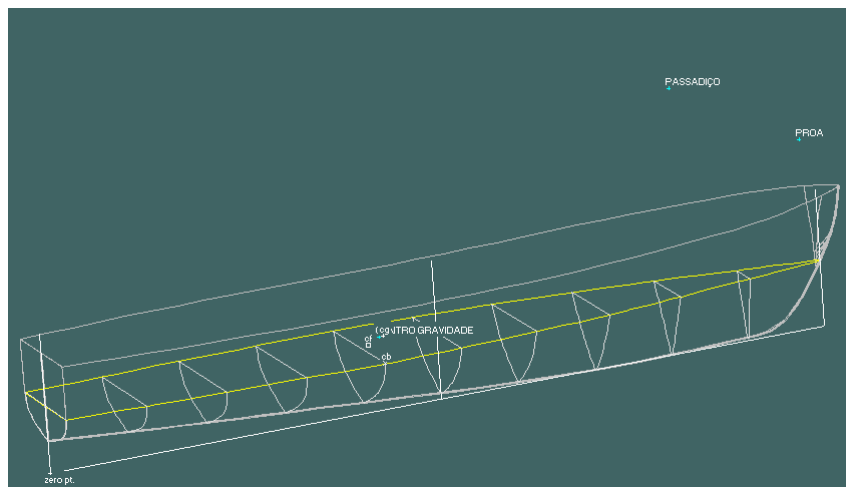


Figura 127: Pontos analisados no catamarã

Segue abaixo o gráfico com as acelerações verticais RMS em cada ponto analisado, de acordo com diferentes frequências de encontro do navio, obtido através da ferramenta *Seakeeper*, para a velocidade de serviço de 16 nós e o ângulo de incidência de 180°.



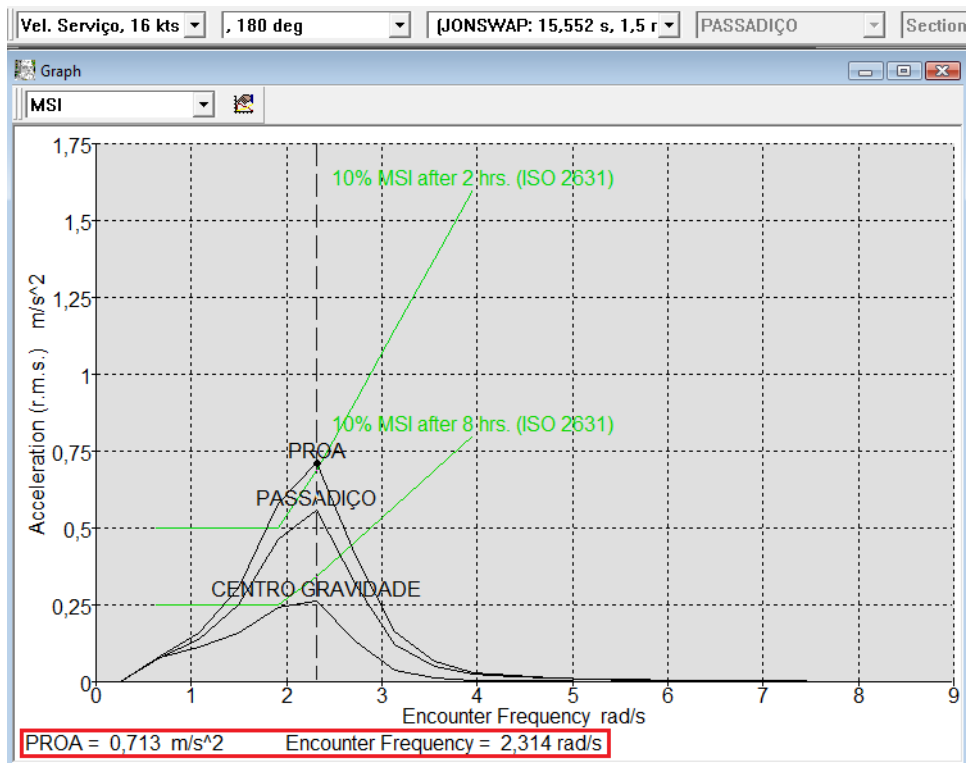


Figura 128: Gráfico Frequência de encontro [rad/s] / Aceleração vertical RMS [m/s<sup>2</sup>] – Catamarã, 16 nós

Através da figura 128 percebe-se que apenas o ponto analisado na proa do navio apresenta aceleração vertical acima do limite estabelecido pelo padrão ISO 2631/3 para 2 horas de exposição e mesmo assim, em uma pequena faixa de frequência de encontro. Porém os tripulantes localizados no ponto analisado no passadiço estarão sujeitos a acelerações acima do padrão estabelecido para o tempo de exposição de 8 horas, tornando necessário que seja reduzida a velocidade da embarcação, para garantir o conforto a bordo.

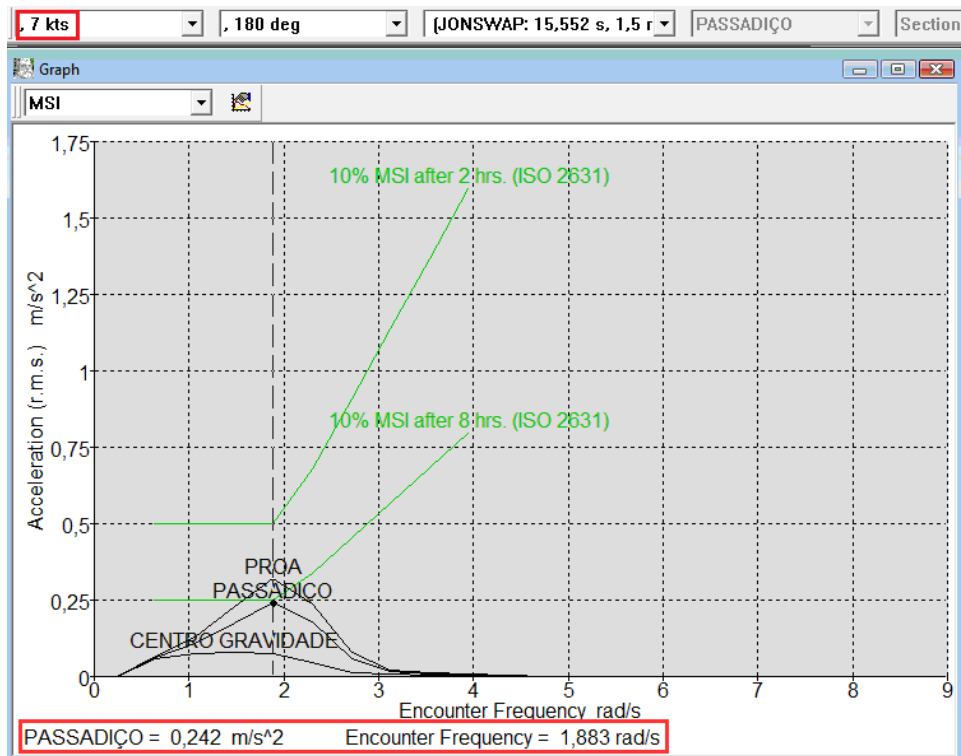


Figura 129: Gráfico Frequência de encontro [rad/s] / Aceleração vertical RMS [m/s<sup>2</sup>]

Pela figura 129 observa-se que, ao reduzir a velocidade do catamarã para 7 nós, o ponto localizado no passadiço passa a apresentar acelerações verticais dentro dos limites impostos pelo padrão ISO 2631/3 para o tempo de exposição de 8 horas.

## 15. CONCLUSÃO

Ao comparar as duas embarcações percebemos que as diferentes características dos dois conceitos apresentam vantagens e desvantagens com relação a cada um dos elementos que compõe os navios. Inicialmente verificou-se que, o conceito catamarã apresenta valores menores para a razão resistência total ao avanço/deslocamento como função da velocidade em relação ao conceito monocasco, permitindo que seja adotado um sistema propulsivo menos potente, menor e mais compacto.

Ao conceber o arranjo geral juntamente com a superestrutura observou-se a maior flexibilidade do catamarã devido a sua grande área de convés, facilitando o arranjo dos equipamentos e acessórios a bordo, além de permitir maior conforto para os tripulantes e passageiros. O conceito monocasco é de certa forma mais restrito porque não se pode aumentar muito a altura da superestrutura afim de não aumentar

excessivamente a área lateral projetada acima da linha d'água, característica crítica na análise da estabilidade devido à exposição ao vento severo.

Ao analisar o posicionamento dinâmico das embarcações observa-se que o monocasco apresenta valores relacionados às forças ambientais atuantes, maiores do que aqueles apresentados pelo catamarã. Porém, devido aos hidrojetos do catamarã serem menos potentes do que aqueles selecionados para propelir o monocasco, a força exercida pelos seus *bow thrusters* é maior do que aquela calculada para seu concorrente.

Com relação à estrutura das embarcações, percebe-se que o conceito monocasco apresenta um peso estrutural menor do que o catamarã, (49,71 toneladas contra 88,71 toneladas respectivamente) principalmente devido à menor área de convés exposto. Além disso, os dois cascos e a estrutura do convés cruzado contribuem significativamente para o acréscimo no peso de estrutural do catamarã.

Avaliando os critérios de equilíbrio e estabilidade dos conjuntos fica clara a vantagem do conceito catamarã. Quanto ao equilíbrio longitudinal, foi necessário incluir lastro em todas as condições de carregamento, em ambos os conceitos, para que fosse atingida a condição de trim estabelecida. Com relação aos critérios de estabilidade transversal, a embarcação monocasco não atendeu as exigências quando submetida à ação do vento com velocidade de 100 nós, se mostrando inviável para operar no ambiente *offshore*. Já o catamarã respeitou todos os critérios analisados para todas as condições de carregamento.

Ambas as embarcações tem um comportamento no mar semelhante, com relação às localidades críticas e a influência da velocidade no nível das acelerações registradas. Entretanto, percebe-se que o conceito catamarã apresenta níveis de acelerações verticais RMS mais elevados do que aqueles registrados no monocasco, impactando diretamente no conforto percebido a bordo pelos passageiros e tripulação. Para atender ao critério MSI depois de 8 horas de exposição às acelerações, conforme apresentado no padrão ISO 2631/3 utilizado com referência, nas condições de navegação estabelecidas, é necessário reduzir a velocidade do catamarã para 7 nós enquanto que, para o monocasco, nas mesmas condições, é possível navegar a 9 nós.

Dessa forma, pode-se concluir que entre as duas embarcações analisadas apenas o catamarã se mostrou viável, pois o conceito monocasco não atendeu aos critérios de estabilidade transversal analisados. O conceito do catamarã, apesar de mais complexo e pouco usual, representa uma alternativa que deve ser considerada, principalmente, por apresentar menores valores para a razão resistência ao avanço/deslocamento como

função da velocidade, por ser mais flexível com relação ao arranjo geral, o que proporciona um ganho no conforto para os passageiros e tripulação, assim como por apresentar maior estabilidade transversal, se comparado ao monocasco.

O desenvolvimento de ambos os conceitos de embarcação mostra que as características impostas ao projeto, sob a forma dos requisitos, tornaram-se um fator de extrema importância no resultado final e no próprio sucesso dos navios. Certamente, os conceitos foram inovadores, levados ao limite, quando se determinou que as embarcações deveriam ter comprimento reduzido atingindo, porém, uma velocidade de serviço de 16 nós. Acredita-se que o desenvolvimento de embarcações semelhantes, deva seguir um caminho diferente, optando por requisitos menos ambiciosos, como áreas de atuação mais próximas ao litoral, reduzindo o tempo de deslocamento até o continente e possibilitando a redução na velocidade de serviço. Essa redução, por sua vez, permite a utilização de formas de casco do tipo deslocamento, o que proporciona outra linha de projeto a ser considerada.

Tabela 40: Resumo apresentando as características que tornam um conceito vantajoso em relação ao outro, para as diferentes análises realizadas.

<b>CONCLUSÃO</b>		
	<b>MONOCASCO</b>	<b>CATAMARÃ</b>
<b>RESISTÊNCIA AO AVANÇO</b>		O catamarã apresenta valores de resistência ao avanço por unidade de deslocamento, em função da velocidade de serviço, menores do que aqueles apresentados pelo monocasco
<b>ARRANJO GERAL</b>		O catamarã, por apresentar maior área de convés se comparado com o monocasco, apresenta maior flexibilidade no arranjo geral, podendo assim proporcionar maior conforto para a tripulação.
<b>POSICIONAMENTO DINÂMICO</b>	Apesar das forças ambientais no monocasco serem maiores do que aquelas calculadas para o catamarã, a força exercida pelo bow thruster é menor, devido à maior potência dos seus hidrojetos	
<b>ESTRUTURA</b>	O monocasco apresenta menor peso estrutural do que o conceito catamarã, principalmente devido à menor área de convés e pelo fato de conter apenas um casco.	
<b>EQUILÍBRIO E ESTABILIDADE</b>		O catamarã se mostra o único conceito viável, pois o monocasco não atende aos critérios de inclinação sob o efeito de ventos severos
<b>COMPORTAMENTO NO MAR</b>	O monocasco apresenta menores valores de aceleração vertical, nos diferentes pontos analisados, mantendo o nível de conforto a bordo em velocidades maiores do que catamarã	

## 16. REFERÊNCIAS

[1] Disponível em:

<[tnpetroleo.com.br/media/cache/4e/49/4e495c1440c638108631466232feb6fe7.jpg](http://tnpetroleo.com.br/media/cache/4e/49/4e495c1440c638108631466232feb6fe7.jpg)>.

Acesso em 11/12/2012

[2] CARVALHO, J. T. - **Simulação da Distribuição de Energia das Ondas Oceânicas ao Largo do Litoral Brasileiro**. Tese de Mestrado. INPE, São José dos Campos, 2010;

[3] Disponível em: < <http://www.seaeye.com/jaguar.html> >. Acesso em 11/12/2012

[4] Disponível em: < <http://www.seaeye.com/falcon.html> >. Acesso em 11/12/2012 [5]

Disponível em: < [https://www.palfinger.com/emea/-/media/EMEA/Marine/Documents/Downloads%20Company/Kranesammler-Marine\\_150dpi\\_11\\_2012.pdf?as=1&la=en](https://www.palfinger.com/emea/-/media/EMEA/Marine/Documents/Downloads%20Company/Kranesammler-Marine_150dpi_11_2012.pdf?as=1&la=en) >. Acesso em 11/12/2012

[6] Disponível em: < <http://www.seaeye.com/larsaframe.html> >. Acesso em 11/12/2012

[7] Disponível em: < <http://www.cat.com/marine/selection-guide-2012> >. Acesso em 11/12/2012

[8] Savitsky, D. – **On The Subject of High Speed Monohulls**, Greek Section of The Naval Architects and Marine Engineers, Athens, Greece, October 2, 2003

[9] MARWOOD, W. J., Bailey, D. - **Design Data For High-Speed Displacement Hulls Of Round Bilge Form**, Ship Report No. 99, National Physical Laboratory, 1969

[10] HOLTROP, J., MENNEN, G.G.J. – **An Approximate Power Prediction Method**, Netherlands Ship Model Basin, Wageningen, The Netherlands, 1982

[11] HOLTROP, J. – **A Statistical Re-analysis of Resistance and Propulsion Data**, Maritime Research Institute Netherlands, Wageningen, The Netherlands, 1984

[12] Disponível em < <http://www.cyberiad.net/michlet.htm> > Acesso em 06/01/2013

[13] Moraes, H. B., Vasconcellos, J. M., Latorre, R. G. – **Wave Resistance for High Speed Catamarans**, Elsevier Ltd., 2004

[14] Kwag, S. H. – **Computation of Flows Around a High Speed Catamaran**, KSME Internarional Journal, Vol.15, N° 4, pp. 465~742, 2001

[15] Wigley, C., **Calculated and Measured Wave-Making Resistance for a Series of Forms Defined Algebraically, the Prismatic Coefficient and Angle of Entrance Being Varied Independently**, *Trans. INA*, Vol.84., 1942

- [16] Rolls Royce Fact Sheet – Kamewa Waterjets, S-Series. Disponível em: <<http://www.balancer.ru/forum/punbb/attachment.php?item=30045>>. Acesso em 06/01/2013
- [17] Disponível em: < <http://www.hitachi-nico.jp/en/product/marine/index.html> >. Acesso em 06/01/2013
- [18] Disponível em: < [www.eagle.org/rules/downloads.html](http://www.eagle.org/rules/downloads.html) > Acesso em 06/01/2013
- [19] Disponível em: < <http://www.dawson-group.com/dawsongroup/Marine-Anchors/>> Acesso em 07/02/2013
- [20] Disponível em: < <http://atlantic-group.com/products/stud-link-anchor-chain/>> Acesso em 07/02/2013
- [21] Disponível em: < [www.appletonmarine.com/marine-products/winches+windlasses.htm](http://www.appletonmarine.com/marine-products/winches+windlasses.htm) > Acesso em 25/2/2013
- [22] SEABRA, P.A - **Projeto de Análise da Viabilidade Técnica de Uma Embarcação Leve Para Apoio à Manutenção e Inspeção Submarina**, Projeto de Graduação da Engenharia Naval e Oceânica, Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2012
- [23] **Design and Analysis of Stationkeeping Systems for Floating Structures**, API – American Petroleum Institute – Recommended Practice 2sk, Third Edition, October 2005
- [24] **National Meterological Library and Archive Fact Sheet 6 – The Beaufort Scale**, Disponível em: < [www.metoffice.gov.uk/corporate/library/facsheets.html](http://www.metoffice.gov.uk/corporate/library/facsheets.html) > Acesso em 03/03/2013
- [25] Disponível em: < <http://www.brunvoll.no/public>> Acesso em: 03/04/2013
- [26] Disponível em: < <http://www.portalnaval.com.br/noticia/34866/Bacia+de+Campos+pronta+para+novos+desafios> > Acesso em: 03/04/2013