



Universidade Federal
do Rio de Janeiro

Escola Politécnica

Vibração Excessiva e Falha de Elementos Estruturais em Navio Catamarã

Alexander da Cunha Meirelles

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: Luiz Antônio Vaz Pinto

Rio de Janeiro

Agosto de 2015

VIBRAÇÃO EXCESSIVA E FALHA DE ELEMENTOS ESTRUTURAIS EM
NAVIO CATAMARÃ

Alexander da Cunha Meirelles

PROJETO DE GRADUAÇÃO SUBMETIDO 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.

Examinado por:

Prof. Luiz Antônio Vaz Pinto, D.Sc.

(Orientador e Presidente da Banca Examinadora)

Prof. Ulisses A. Monteiro, D.Sc.

Prof. Ricardo Homero R.Gutierrez, M.Sc.

RIO DE JANEIRO, RJ – BRASIL

AGOSTO de 2015

Meirelles, Alexander da Cunha

Vibração Excessiva e Falha de Elementos Estruturais em Navio Catamarã / Alexander da Cunha Meirelles – Rio de Janeiro: UFRJ/ Escola Politécnica, 2015.

xi, 44p.: il.; 29,7 cm.

Orientador: Luiz Antônio Vaz Pinto

Projeto de Graduação – UFRJ / Escola Politécnica / Curso de Engenharia Naval e Oceânica, 2015.

Referencias Bibliográficas: p. 54-55

1. Análise Estrutural. 2. Vibração. 3. Modelo de Elemento Finito-Software Ansys. I. Vaz, Luiz Antônio. II. Universidade Federal do Rio de Janeiro, Escola Politécnica, Curso de engenharia Naval e Oceânica. III. Título.

Agradecimentos

Seria impossível a conclusão deste Projeto de Graduação sem a ajuda de pessoas que, ao longo deste caminho, aprendi a admirar.

Então, agradeço ao professor e orientador Luiz Antônio Vaz Pinto e ao co-orientador Ricardo Homero Gutierrez que tão pacientemente me orientaram neste período, cuja determinação culminou no término deste trabalho. Muito obrigado pelos conhecimentos transmitidos.

Aos meus pais, Dimas e Fátima, e meus irmãos Alex e Adriano, que sempre apoiaram as minhas decisões e me deram apoio durante toda esta jornada.

Agradeço aos meus amigos de estágio da empresa CCR Barcas, engenheiro naval João Volpini e tecnólogo Naval Gilmar Rocha, que me apoiaram fortemente nos meus últimos anos de curso, enriquecendo meus conhecimentos e servindo de exemplo de honestidade e dedicação a carreira naval.

Agradeço aos meus colegas de engenharia da naval, sem os quais eu jamais teria tido forças para enfrentar os desafios deste curso, em especial: Carlos Baessa, Raphael Panizzi, Jonatas Peixoto, Fernanda Araujo, Felipe Giro, Alexandre Moura, Fernando Almeida, Leonardo Berg, Diego Metropolo, Thiago Siesler, entre outros.

Agradecimento especial para os meus amigos Raphael Vianna, Eduardo da Silva, Ricardo da Silva, Thiago Genovese e Viviane Motta por estarem ao meu lado durante todos esses anos.

Agradeço a equipe do LEDAV, pelo apoio no desenvolvimento deste projeto, através do fornecimento do espaço físico para realizar atividades e consultas, e também de materiais e dados cruciais para o sucesso das simulações.

A todos, meus sinceros agradecimentos.

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

Vibração Excessiva e Falha de Elementos Estruturais em Navio Catamarã

Alexander da Cunha Meirelles

Agosto/ 2015

Orientadores: Luiz Antônio Vaz Pinto

Curso: Engenharia Naval e Oceânica

Neste trabalho foi desenvolvido modelo 3D em elementos finitos para estudo de esforços, resultantes do sistema propulsivo, sobre a região de suporte do eixos propulsores (pé de galinha).

Foram detectadas trincas recorrentes nesta região de um navio tipo catamarã para transporte de passageiros. Além das trincas, o navio apresentava vibração excessiva na região de passageiros e no passadiço. Foram realizadas medições no navio, diagnosticadas necessidade de troca dos propulsores e o problema foi resolvido. A análise bem sucedida motiva esse projeto final que pretende refiná-la com a inclusão da análise de tensões nas regiões de falhas estruturais (suporte dos Eixos).

Serão estimuladas, por fórmulas empíricas, as pressões atuantes devido a propulsor original (4pás) e novo propulsor (5pás). Tais excitações serão dados de entrada no modelo de elementos finitos e calculadas as tensões decorrentes na estrutura de suporte dos eixos (pés de galinha). Com os valores calculados será feita a análise de fadiga da região.

Palavras-chave: pé de galinha, catamarã, elementos finitos, trincas, esforços, vibração excessiva, pressão, fadiga.

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

Excessive Vibration and Structural Elements of Failure to Ship Catamaran

Alexander da Cunha Meirelles

August/ 2015

Advisor: Luiz Antônio Vaz Pinto

Course: Naval and Ocean Engineering

This work developed 3D finite element model to study efforts resulting from the propulsive system on the propeller shaft support region (strut).

Recurring cracks were detected in the region of a ship type catamaran for passenger transportation. Besides the cracks, the ship had excessive vibration in the passenger area and walkway. Measurements were performed on the ship, diagnosed need for exchange of thrusters and the issue is resolved. Successful analysis motivates this final project you want to refine it with the inclusion of stress analysis in the areas of structural failures (Axis support).

Will be stimulated by empirical formulas, the acting pressures due to original propeller (4 shovels) and new engine (5 shovels). Such excitations are input to the finite element model and calculated the stresses arising at the axis of the support structure (crow's feet). With the calculated values is made fatigue analysis region.

Keywords: strut, catamaran, finite element, cracks, efforts, excessive vibration, pressure, fatigue.

Sumário

Introdução	3
- Relevância do Estudo.....	4
Metodologia	4
1 - O Navio.....	6
2 - Embasamento teórico.....	8
2.1 Sistema Propulsivo.....	8
2.2 Pé de Galinha e Pé de Pinto	9
2.3 Hélice	10
2.3.1 Séries sistemáticas de hélice	11
2.3.2 Número de pás (Z).....	11
2.3.3 Diâmetro (D).....	12
2.3.4 Passo do hélice (P).....	12
2.3.5 Razão passo-diâmetro (P/D).....	13
2.3.6 Razão de Áreas (A_e / A_o)	13
2.3.7 Caimento (“rake”) e Assimetria do Contorno das Pás (“skew”).....	13
2.4 Principais coeficientes do Hélice	14
2.5 Vibração	15
2.5.1 Vibração livre de um grau de liberdade	16
2.5.2 Vibração livre de N graus de liberdade	17
2.6 Elementos Finitos.....	18
2.7 Von Misses.....	19
3 - Reconhecimento do Problema Estrutural.....	22
3.1 Hélice com 4 pás / Situação anterior à obra	24
3.2 Hélice com 5 pás / Situação após a obra	25
4 - Cálculos de Esforços.....	27
4.1 Resistência ao Avanço	27
4.1.1 Coeficiente de bloco (C_b):	28
4.1.2 Coeficiente de esteira (w):	28
4.1.3 Velocidade de avanço (V_a):	29
4.1.4 Coeficiente de redução da força-propulsiva (t):	29
4.1.5 Resistência Friccional:	29
4.1.6 Resistência Viscosa:	30

4.1.7 Resistência de Onda:.....	30
4.1.8 Resistência Aerodinâmica:.....	31
4.1.9 Resistência devido a apêndices:.....	32
4.2 Empuxo Requerido.....	33
4.3 Força Propulsiva do Hélice de 4 Pás.....	33
4.4 Força Propulsiva do Hélice de 5 Pás.....	34
4.5 Confronto de Resultados.....	36
4.6 - Excitação dos Hélices no Casco.....	36
4.6.1 Excitação do Hélice de 4 Pás.....	38
4.6.2 Excitação do Hélice de 5 Pás.....	38
4.6.3 Confronto entre os dois hélices.....	39
4.7 - Cálculo de Esforços e Excitações para diversas situações.....	39
4.7.1 Dados Coletados em Visita.....	40
4.7.2 Conjunto de resultados de esforços e excitações para 5 pás e 4 pás.....	41
5 - Desenvolvimento Geométrico dos Pé de Galinha e Pé de Pinto.....	42
5.1 Modelagem do conjunto Casco + Pé de Galinha + Pé de Pinto + Eixo.....	43
6 - Análise de Esforços dos hélices.....	43
6.1 Fixação da Estrutura.....	44
6.2 Posicionamentos dos Esforços.....	46
6.2.1 Interpretação das tensões.....	46
6.3 Análise Estática.....	47
6.3.1 Situação Crítica (25 nós).....	47
6.3.2 Demais velocidades.....	50
6.4 Análise Dinâmica.....	50
6.4.1 Situação Crítica (25 nós) para 4 e 5 pás.....	50
6.3.2 Demais velocidades.....	51
7- Avaliação de Resultados.....	52
Conclusão.....	55
Referências.....	56

Introdução

O sistema propulsivo, pela quantidade e variedade de elementos que o compõe, junto a todo seu embasamento intelectual, se apresenta para um engenheiro naval como um dos principais influenciadores do perfil operacional de um navio. Assim sendo, é sempre recomendado um estudo detalhado deste sistema para conhecer quando agem como um influenciador ou influenciado em um eventual problema.

Junto a isso, sabe-se que os esforços recebidos pela estrutura de uma embarcação são motivos de grande preocupação e importância na indústria naval, assim motivando estudos que balizam algumas tomadas de decisões. Esses estudos de esforços em embarcações devem ser tratados com grande seriedade, pois pode ser um fenômeno danoso, causando trincas que comprometem a sua operação.

Os esforços estáticos e dinâmicos estão sempre presentes nos navios, podendo causar problemas de saúde a passageiros e tripulantes, para além dos problemas estruturais. As principais fontes externas de excitação estrutural resultam da ação dinâmica dos hélices e eixos propulsores.

Os hélices são acionados através do recebimento de energia rotativa que o fornecerá a força necessária para o deslocamento da embarcação. A transformação desta energia rotativa em força propulsora gera dissipação de energia pelo contato viscoso com a água e pelos esforços mecânicos comuns a este sistema, que podem gerar fenômenos destrutivos à embarcação, como a vibração excessiva, levando ao surgimento de trincas em elementos estruturais.

Neste Projeto de Graduação, o foco se deu sobre uma situação real, vivida por uma embarcação catamarã de passageiros, na qual a estrutura do casco apresentou perigosas trincas, principalmente na região de popa, onde se localizam a praça de máquinas principal, a sala de sistema de governo e o conjunto hélice-eixo-pé de galinha-pé de pinto.

Assim, direcionaram-se estudos específicos para influencia exercida pelo hélice sobre os elementos estruturais de suporte dos eixos propulsores, Pés de Galinha e Pés de Pinto, para percebermos mais claramente a perturbação nesta região. Isso porque é comum a aparição de trincas tanto no casco quanto nos reforçadores na região envolta destes elementos.

Esta mesma embarcação sofreu uma troca recente na configuração do hélice de 4 pás para 5 pás, no ano de 2015, alterando uma série de características que também serão confrontadas neste projeto. Estas alterações foram influenciadas por estudos anteriores a este. Busca-se, com isso, entender as interferências ocasionadas por essa troca de propulsores para uma embarcação catamarã de passageiros, da classe MC25.

- Relevância do Estudo

Uma das principais fontes de esforços e vibrações de uma embarcação é o seu sistema propulsivo, partes dinâmicas e partes estáticas, que podem ocasionar problemas estruturais associados, por exemplo, a fenômenos de fadiga do material.

Na a embarcação de travessia de passageiros em estudo, a popa se prolonga acima do propulsor e do sistema de governo. A diferença de pressão causada pelo pulso das pás, quando passam pela região mais próxima do casco submerso, provoca forças oscilatórias, com frequência igual ao número de pás vezes a rotação do propulsor, chamadas de forças de excitação.

Deve-se ressaltar que para este tipo embarcação, transporte de passageiros, deve ter uma preocupação maior quanto a sua integridade estrutural, pois se trata de um transporte público que faz a travessia de milhares de pessoas diariamente. Onde o fenômeno em estudo pode ocasionar desconforto a tripulação e passageiros, trincas em elementos estruturais, rompimento do aço do casco, podendo levar ao naufrágio da embarcação representando perigo às pessoas embarcadas e ao meio ambiente.

Metodologia

No decorrer deste trabalho foi apresentada uma metodologia a ser utilizada para avaliar excitações em elementos estruturais externos ao casco, pé de galinha e pé de pinto, que podem estar influenciando na formação de trincas no casco de um catamarã de passageiros.

A embarcação em estudo apresentava elevados níveis de vibração na estrutura de popa, o que levava ao aparecimento de trincas nas regiões próximas aos pés de galinha e lemes.

Para uma análise consistente dividiu-se, em capítulos, etapas que foram seguidas para se chegar a um resultado o mais próximo possível do real.

No capítulo 1, foi apresentado o navio catamarã em estudo com suas diversas características de projeto. Isto é, características gerais de construção, características do casco e características do sistema propulsor, procurando conhecer e apresentar melhor a embarcação que sofrerá as análises decorridas no corpo deste relatório.

No capítulo 2, recordaram-se e adquiriram-se embasamentos teóricos que contribuíram para o desenvolvimento técnico do problema, além de enriquecer a pesquisa com conteúdos fundamentais utilizados no setor naval. Lembrando que outros diversos conteúdos foram distribuídos pelos capítulos, de forma a deixar a abordagem dos temas envolvidos mais clara o possível para o leitor.

No capítulo 3, abordou-se o reconhecimento do problema estrutural vivido pela embarcação, importante para ter um foco no projeto. Além de diferenciar características

das duas situações que estão sendo confrontadas, projeto do propulsor original e projeto do propulsor novo.

No capítulo 04, foram apresentados os cálculos das forças propulsivas e da resistência ao avanço da embarcação, confrontando os resultados achados para 4 e 5 pás. Esta sequência de cálculos foi repetida posteriormente para outras velocidades. Neste capítulo foi desenvolvido somente a velocidade de serviço igua a 25 nós, que é a máxima de operação.

No capítulo 05, os estudos sobre as excitações hélices-casco foram desenvolvidas para as situações original e nova. Esta sequência de cálculos também foi repetida posteriormente para outras velocidades. Neste capítulo, foi calculada somente para 25 nós.

No capítulo 06, foram repetidos os cálculos promovidos nos capítulos 4 e 5 para as demais velocidades em análise. Isto nos deu um planta geral de todos os esforços que atuarão na região de popa do catamarã.

No capítulo 07, estão descritos os desenvolvimentos geométricos das estruturas que serão manipuladas pelo software de elementos finitos, ANSYS. Servem como exercício prático de modelagem, já que é um processo fundamental exercido por engenheiros. Foi importante a correta coleta de dimensões para se chegar a um modelo o mais fiel possível do objeto real.

No capítulo 08, foram inseridos todos os dados, anteriormente calculados para diversas condições de velocidade, no ANSYS, que possibilitou na coleta de dados, ajudando a interpretação do problema. Realizaram-se análises estáticas e dinâmicas sobre as regiões de pés de galinha e pés de pinto.

Então, no capítulo 9, executaram-se as análises para o conjunto completo de velocidades das situações original (4 pás) e nova (5 pás).

Em seguida, as considerações finais puderam se definir, isto é, uma avaliação prévia à conclusão dos dados adquiridos pelo método adotado.

Por fim, é realizadas a conclusão do projeto de graduação, apontando um parecer sobre o problema real ocorrido em todas embarcações da classe MC25, balizadas por dados do catamarã nas situações original e nova.

1 - O Navio

O navio em estudo é um catamarã de transporte de passageiros, em operação na Baía de Guanabara (Área 1 – águas abrigadas), com propulsão a hélice de passo fixo, composto por:

- Convés Inferior – Convés de Praça de Máquinas
- Convés Principal – Convés de Salão de Passageiros
- Convés Superior – Convés de Tijupá

O Navio em estudo é um catamarã de passageiros (Fonte: CCR Barcas):

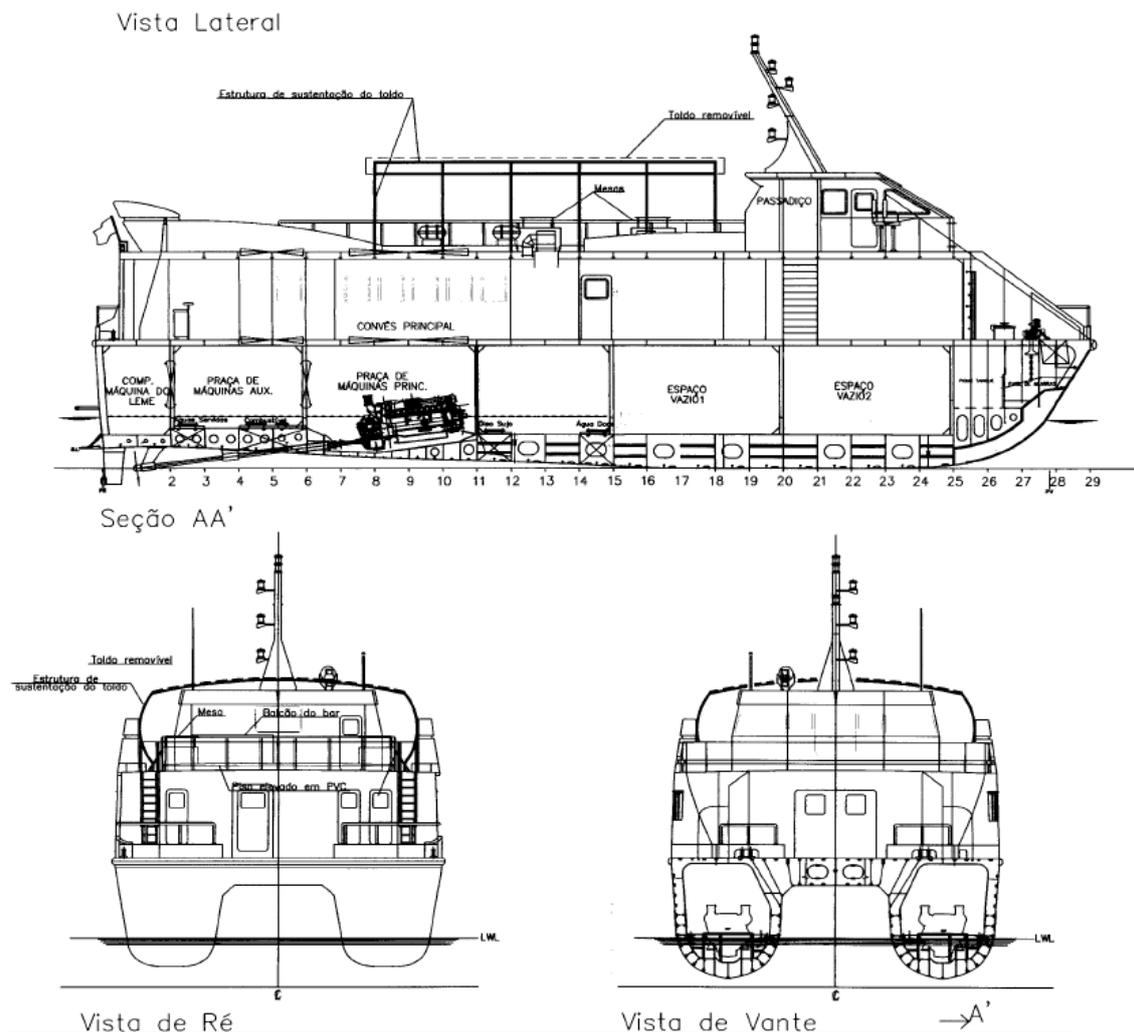


Figura 1: Vistas da embarcação

A embarcação está em operação para a empresa CCR Barcas, fazendo travessia de passageiros na Baía de Guanabara (Rio de Janeiro). Na tabela abaixo (Fonte: CCR Barcas), as características gerais:

Tabela 1: Características Gerais da Embarcação

Características Gerais		
Armador	Barcas S/A Transportes Marítimos	
Construtor	Rodriguez Cantieri Navali do Brasil	
Ano de Construção	2003 (batimento de quilha)	
Área de Navegação	Área 1, Baía de Guanabara	
Tipo de Embarcação	Catamarã passageiros	
Porte Bruto	25	t
Arqueação Bruta	321	
Arqueação Líquida	96	
Material	Alumínio 5083 H321	
Tripulação	5	tripulantes
Passageiros	237	passageiros
Velocidade de serviço	25	nós

O catamarã é a embarcação que possui as menores dimensões das que trafegam pela Baía de Guanabara para transporte de passageiros atualmente. Abaixo, as características que envolvem seu casco (Fonte CCR Barcas):

Tabela 2: Características do casco da Embarcação

Características do Casco		
Comprimento Total	29,2	m
Comprimento entre Perpendiculares	27,8	m
Boca Moldada	9,6	m
Pontal Moldado	3,8	m
Calado Moldado de Projeto	1,44	m
Deslocamento Leve	94	t
Deslocamento Carregado	119	t
Nº de anteparas estanques	5	

Por fim, as características que exerceram maiores influências neste estudo, as características gerais dos propulsores (Fonte: CCR Barcas):

Tabela 3: Características dos Propulsores da Embarcação

Características dos Propulsores	
Tipo	Hélice de passo fixo
Eixo	Cadaste, páde pinto e pé de galinha
Qiantidade	2

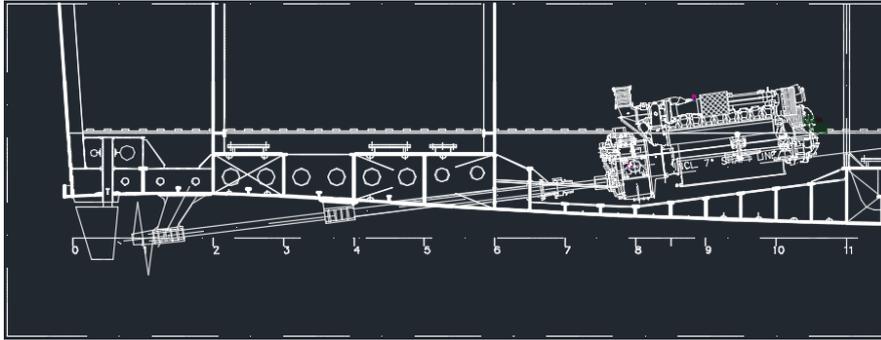


Figura 2: Vistas de Perfil da região do sistema propulsivo

2 - Embasamento teórico

Para a realização deste projeto de graduação, foram necessários consulta e aplicação de conhecimentos teóricos adquiridos durante o curso de Engenharia Naval e Oceânica e de referências que tratam dos assuntos.

É importante mencionar que diversos embasamentos teóricos estão espalhados pelos capítulos deste relatório, pois se fez importante a abordagem do conceito exatamente junto à execução experimental. A teoria apresentada abaixo tem teor mais introdutório ao experimento.

2.1 Sistema Propulsivo

Existem diversos sistemas propulsivos, os principais tipos são:

Hélice de passo fixo: as pás ficam fixas no cilindro base do hélice. As fixações das pás no cubo podem ser feitas separadamente na fundição ou podem ser parte de um único bloco de fundição.

Hélice de passo variável: permite a variação do passo para as diferentes condições de carregamento no hélice. Custo inicial de aquisição e de manutenção é maior em relação ao hélice de passo fixo.

Hélice com duto: consiste em um hélice dentro de um duto. Ele pode ser separado em duto acelerador (AcceleratingDuct) e duto desacelerador (Deceleratingduct). O duto acelerador tem como objetivo principal ter uma maior eficiência em situações de forte carregamento do hélice e o duto desacelerador tem como meta a redução da cavitação;

Propulsor contra-rotativo (ou Contra-RotatingPropeller): esta configuração permite a utilização de dois hélices em linha. Estes possuem sentidos de rotação diferentes com um eixo de rotação concêntrico. O propulsor contrarotativo visa recuperar a perda de eficiência realinhando o escoamento;

Propulsor tandem: semelhante ao Contra-Rotating Propeller, o propulsor tandem possui dois hélices em linha. Porém, estes hélices estão conectados ao mesmo eixo, consequentemente, possuem o mesmo sentido de rotação;

Propulsor azimutal e azipod: é um propulsor no qual o motor que fornece potência ao hélice pode estar dentro do pod (azipod) ou fixo no casco do navio (azimutal). Na maioria dos propulsores do tipo azipod, o pod consegue girar 360 graus e nos dois tipos de propulsão não há a necessidade de leme.

Propulsor cicloidal (Cycloidal Propeller): também conhecido como propulsor Voith Schneider, este sistema possui as pás posicionadas na vertical e não necessita de leme.

Propulsor lateral (Lateral Thrust Units): este propulsor é posicionado lateralmente nos navios e no início este era disposto na proa (bowthruster). Com a necessidade de maiores manobras por parte das embarcações este propulsor é atualmente aplicado tanto na proa quanto na popa.

Dentro destes tipos apresentados acima, trataremos do hélice de passo fixo.

2.2 Pé de Galinha e Pé de Pinto

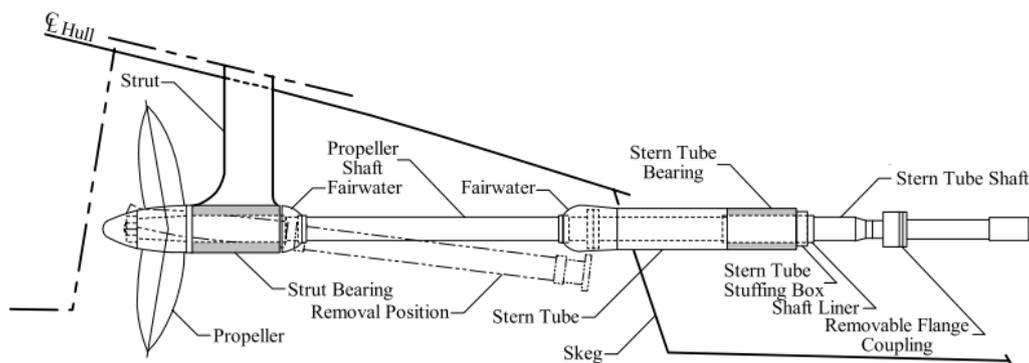


Figura 3: Ilustração de um Pé de Galinha (Fonte: ABS - Guidance Notes on ShipVibration)

Exercem as funções estruturais e de suporte para o propulsor. São elementos bastante simplificados, acoplados ao eixo propulsor, recebendo os esforços fornecidos por todos elementos do sistema propulsor que se encontram submersos e externos ao casco.

Suas fixações são feitas diretamente ao casco de maneira, também, simplificada. Seu posicionamento interfere diretamente no alinhamento do eixo, aumentando sua importância para evitar vibrações excessivas do sistema propulsor de uma embarcação.

Sua instalação é requisitada quando se busca diminuir as tensões sofridas pelo conjunto eixo-propulsor.

2.3 Hélice

Em qualquer tipo de navio temos presente um propulsor cuja finalidade é a geração de uma força propulsiva. As soluções propulsivas são muito diversas mas predominantemente os navios continuam a utilizar hélices simples como meio de propulsão.

É um elemento do sistema propulsivo que possui um número de pás, que ao ser girado por um eixo propulsor, gera propulsão, convertendo energia rotacional em translacional e deslocando a embarcação a que se encontra acoplado.

Ele deve ser corretamente projetado de maneira que forneça a força propulsiva necessária para uma embarcação chegar a uma determinada velocidade.

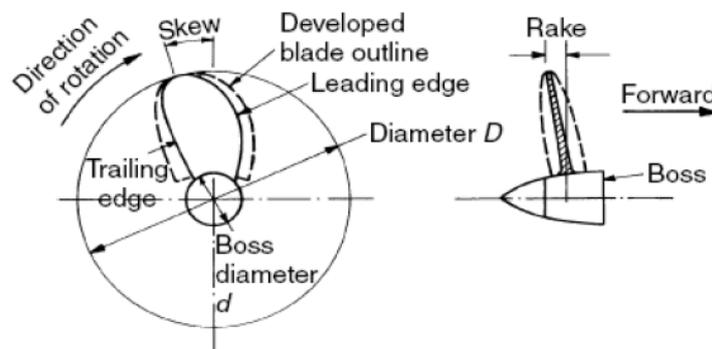


Figura4: Ilustração das características de um hélice

A geometria do hélice propulsor é caracterizada (Fonte: PNA), entre outras, pelas seguintes dimensões, também representadas acima:

- diâmetro do hélice ("propellerdiameter"), D ;
- diâmetro do cubo ("bossdiameter"), d ;
- número de pás do hélice ("propellerbladenumber"), Z ;
- passo do hélice ("propellerpitch"), P ;
- área do disco, $A_0 = \pi D^2/4$;
- área projetada, área da projeção das pás num plano normal ao eixo do hélice, A_P ;
- área expandida, soma das áreas das faces das pás, A_E ;
- deslocamento circunferencial ("skew");
- abatimento axial ("rake").

2.3.1 Séries sistemáticas de hélice

Uma série sistemática de hélices é um conjunto de hélices obtidos por variação sistemática de parâmetros geométricos.

As principais características de alguns exemplos de séries sistemáticas de hélices propulsores simples de passo fixo estão incluídas na tabela abaixo.

Tabela 4: Características das principais séries de hélice de passo fixo

Série	Nº	Z	A_E/A_0	P/D	D(mm)
Wageningen B	≈ 120	2 – 7	0,3 – 1,05	0,5 – 1,4	250
Au	34	4 – 7	0,4 – 0,758	0,5 – 1,2	250
Gawn	37	3	0,2 – 1,1	0,4 – 2,0	508
KCA	≈ 30	3	0,50 – 1,25	0,6 – 2,0	406
Ma	32	3 e 5	0,75 – 1,20	1,0 – 1,45	250
Newton-Rader	12	3	0,5 – 1,0	1,05 – 2,08	254
KCD	24	3 – 6	0,44 – 0,80	0,6 – 1,6	406
Meridian	20	6	0,45 – 1,05	0,4 – 1,2	305

O principal objetivo perseguido na realização dos ensaios sistemáticos nestes conjuntos de hélices é criar uma base de dados que permita ajudar o projetista a entender os principais fatores que influenciam o desempenho do hélice, bem como a ocorrência de cavitação, em várias condições de funcionamento. Um segundo objetivo é a construção de diagramas que permitam ajudar à seleção das características mais apropriadas para uma dada aplicação às necessidades de um navio.

Cada série possui estas características particulares. Para a embarcação em estudo, é utilizada a série Gawn (modificada).

2.3.2 Número de pás (Z)

A definição do número de pás de um hélice é fator primordial para seu projeto. O número de pás do hélice aumenta o risco de cavitação, em oposição, o empuxo produzido é maior a uma dada rotação.

E também, o número de pás Z é um parâmetro muito importante para as vibrações induzidas pelo hélice. Em geral, um número ímpar de pás Z proporciona melhores características no que diz respeito a vibrações. Maior número de pás reduz a vibração, devido aos inferiores picos de pressão, mas aumenta os custos de fabricação.

Os hélices propulsores para navios são sempre adaptados às características específicas do navio após exaustivo estudo hidrodinâmico. O número de pás está normalmente entre 4 e 7.

Os hélices propulsores para pequenas embarcações, regra geral com o número de pás entre 2 e 4, são produzidos em massa.

2.3.3 Diâmetro (D)

O hélice é um peso considerável na extremidade do eixo e é interessante tentarmos sobrecarregar os mancais com um propulsor demasiadamente grande. Além disso, quanto maior o diâmetro, menor a rotação em que o propulsor irá operar para fornecer o empuxo requerido. Deve ser dada atenção também às claras do hélice requisitadas por normas, mantendo a segurança e operacionalidade da embarcação.

O propulsor deve ter um diâmetro que, na condição total de carregamento, o hélice esteja suficientemente submerso e dê a força propulsiva necessária para uma dada velocidade de serviço.

Para os dois casos que serão abordados, 4 pás(original) e 5 pás(novo), houve uma variação de 50 mm no diâmetro do primeiro para o segundo.

2.3.4 Passo do hélice (P)

A distância percorrida por um ponto do hélice em uma rotação completa é chamada passo do hélice, como pode ser visto na figura 5 (Fonte: PNA).

A distribuição de ângulos de passos ao longo do raio está diretamente ligada à distribuição de circulação e de carregamento das pás. Neste sentido, às vezes, modifica-se a distribuição de passos para resolver problemas específicos, como por exemplo, aliviar o carregamento das pontas das pás a fim de se diminuir intensidades de cavitação e conseqüentemente de ruído.

No caso de embarcações de navegação interiores, não há muito espaço para modificações nas distribuições de passos. Recomenda-se seguir formas simplificadas das séries sistemáticas, com passos constantes ao longo do raio, o que, no mínimo, se facilita a construção dos hélices.

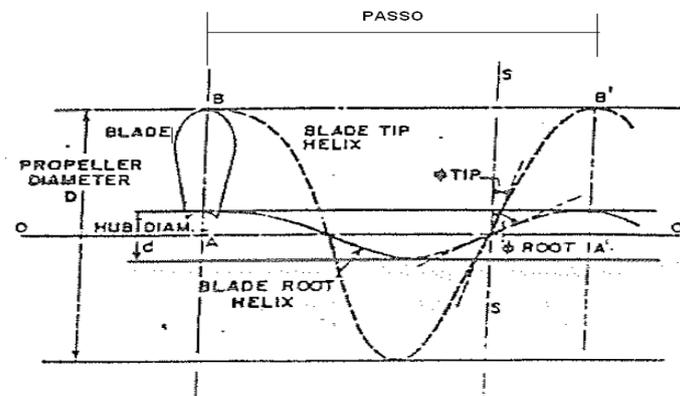


Figura 5: Ilustração do passo de um hélice

Para um hélice de passo fixo, a velocidade do navio e a força propulsiva são controladas pela velocidade de rotação do hélice.

2.3.5 Razão passo-diâmetro (P/D)

Do passo do hélice, falado no item anterior, dividido pelo diâmetro temos a razão de passo do hélice.

Quanto maior o passo do hélice, maior o empuxo produzido. Por outro lado, maior será o risco de cavitação do hélice.

2.3.6 Razão de Áreas (A_e / A_0)

É a razão entre a área expandida das pás do hélice e a área do disco propulsor. Quanto maior a razão de área, maior o empuxo gerado em cada rotação juntamente com o aumento do risco de cavitação.

São valores típicos para a razão de área expandida $0,3 < A_e/A_0 < 1,5$. Razões superiores a 1 significam que o hélice tem pás sobrepostas o que o torna dispendioso. O valor de A_e/A_0 é selecionado de tal forma que a carga das pás seja suficientemente baixa para evitar uma situação inaceitável de cavitação. Quanto mais carregada for a condição de funcionamento prevista para o hélice maior deverá ser a razão A_e/A_0 considerada na sua seleção. O rendimento do hélice diminui com o aumento da razão A_e/A_0 .

2.3.7 Caimento (“rake”) e Assimetria do Contorno das Pás (“skew”)

O caimento é uma inclinação do eixo das pás no sentido longitudinal da embarcação, geralmente para ré. Trata-se de um expediente para aumentar as distâncias das pontas das pás ao casco ou para aumentar o diâmetro do hélice possível de ser instalado em determinadas popas. O aumento das distâncias das pás ao casco diminui o risco de ocorrência de vibrações induzidas pelo propulsor. Como inconveniente, introduz momentos que obrigam a adoção de maiores espessuras nas raízes das pás.

O “skew”, assimetria do contorno em relação à linha geratriz da pá, apresenta uma grande contribuição para a redução dos níveis de cavitação intermitente (que pode provocar erosão) e de vibrações induzidas pelo propulsor em operação em campo não-uniforme de velocidades. A adoção de “skew” exige um projeto estrutural das pás mais elaborado por conta da assimetria do contorno, que leva a uma composição complexa de esforços resultantes em cada perfil radial. O “skew” torna mais suave a passagem das pás pelas várias regiões de velocidades diferentes do campo de esteiras, diminuindo as intensidades das flutuações e depressões junto às pás.

Tanto o caimento como o “skew” não introduzem diferenças significativas nas eficiências dos propulsores em condições de operações normais, a vante. Contudo, quando em operação à ré, os hélices com estas assimetrias apresentam certa redução de eficiência quando comparados com hélice sem caimento e sem “skew”. Nas embarcações de navegação interior, onde a operação à ré dos hélices é frequente, tem havido uma tendência de evitar-se tanto o caimento como o “skew” no projeto dos hélices.

2.4 Principais coeficientes do Hélice

Temos coeficientes não dimensionais do hélice que dependem somente das características do propulsor, ou seja, sem a influência da esteira formada pelo casco (TRINDADE, 2012). Segundo Carlton (2007), as principais relações adimensionais são:

Coeficiente de força propulsiva:

$$K_T = \frac{T}{\rho n^2 D^4} \quad (1)$$

Coeficiente de torque:

$$K_Q = \frac{Q}{\rho n^2 D^5} \quad (2)$$

Coeficiente de avanço:

$$J = \frac{V_a}{nD} \quad (3)$$

Onde:

T é o empuxo;

ρ é a densidade da água;

n é a rotação;

D é o diâmetro do hélice;

Q é o torque do propulsor;

V_a é a velocidade de avanço no hélice.

Através dos coeficientes de avanço, de torque e de força propulsiva consegue-se chegar até o diagrama em águas livres, onde η é a eficiência em águas abertas. Este diagrama ilustra as principais características do hélice em diferentes condições de operação e é utilizado na etapa de projeto para dimensionar e/ou selecionar o propulsor. Veja a figura abaixo (Fonte: Trindade).

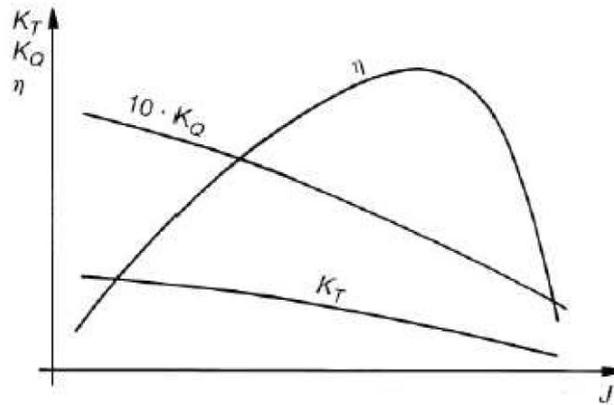


Figura 6: Gráfico das curvas K_T , K_Q e J

2.5 Vibração

As vibrações estão sempre presentes nos navios, podendo causar problemas de saúde a passageiros e tripulantes, para além dos problemas estruturais associados por exemplo a fenómenos de fadiga do material. As vibrações são consequência da excitação estrutural resultante da ação dinâmica do hélice, máquina principal ou turbinas, veio propulsor, maquinaria auxiliar e ondulação. De entre estas, destacam-se os hélices e as máquinas principais como as origens mais frequentes de problemas de vibrações a bordo.

Normalmente vibrações excessivas podem ser causadas por dois fenómenos: ressonância ou excitação forçada (CARLTON, 2007). A ressonância ocorre devido a um ou mais componentes/estruturas possuírem a mesma frequência natural e vibrarem com esta mesma frequência, provocando oscilações perigosas. Já a excitação forçada é causada pela atuação de forças externas atuando na estrutura/componente, nas quais podem ser até mesmo periódicas.

A vibração de um sistema envolve a transferência alternada de sua energia potencial para energia cinética e vice-versa. Porém, se o sistema for amortecido, certa quantidade de energia é dissipada em cada ciclo de vibração.

Sempre que a frequência de excitação externa se aproxima demasiado de uma frequência natural de vibração de uma máquina ou estrutura, ocorre um fenómeno conhecido como ressonância, que, em navios, resulta em ruídos, desconforto para a tripulação e falhas na estrutura e nos equipamentos.

As forças de excitação externa podem ser originadas no próprio navio, onde se consideram as forças e momentos de desbalanceamento dos motores principal e auxiliares, ou podem ser causadas por agentes externos, por exemplo, forças e momentos causados pelo propulsor e forças causadas pela ação do mar.

2.5.1 Vibração livre de um grau de liberdade

Um sistema sofre vibração livre quando oscila após uma perturbação inicial, sem a ação de nenhuma força. O sistema vibratório mais simples é representado através de um sistema massa-mola, conforme a figura abaixo:

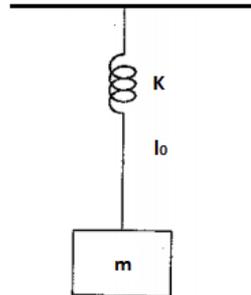


Figura 7: Ilustração do sistema massa-mola (Fonte: Rao)

A equação geral do movimento que descreve um sistema vibratório é apresentada a seguir:

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = F_{\text{ext}}(t) \quad (4)$$

onde:

- F_{ext} = força de atuação externa
- m = massa do sistema
- c = constante de amortecimento
- k = rigidez da mola

Como a vibração é livre, a força externa é anula e, desprezando se o amortecimento, a Eq. (1) torna se:

$$m\ddot{x} + kx = 0 \quad (5)$$

Assumindo a solução da equação geral $x(t)$ como:

- Posição da massa ao longo do tempo:

$$x(t) = c_1 \cos(w_n t - \Phi) \quad (6)$$

- Aceleração da massa ao longo do tempo possa ser:

$$\ddot{x} = -c_1 w_n^2 \cos(w_n t - \Phi) \quad (7)$$

Substituindo as equações (3) e (4) na equação (2) do movimento, tem-se:

$$-c_1 w_n^2 \cos(w_n t - \Phi) + \frac{K}{m} c_1 \cos(w_n t - \Phi) \quad (8)$$

Onde c_1 é uma constante que depende das condições de contorno, o que leva:

$$w_n = \sqrt{\frac{K}{m}} \quad (9)$$

Através da equação apresentada acima, pode-se perceber que a frequência natural do sistema é uma relação entre a rigidez da mola e da massa.

2.5.2 Vibração livre de N graus de liberdade

Um sistema com n graus de liberdade, possui n frequências naturais, cada uma associada a sua própria forma modal, conforme mostrado na figura 2.2.1.

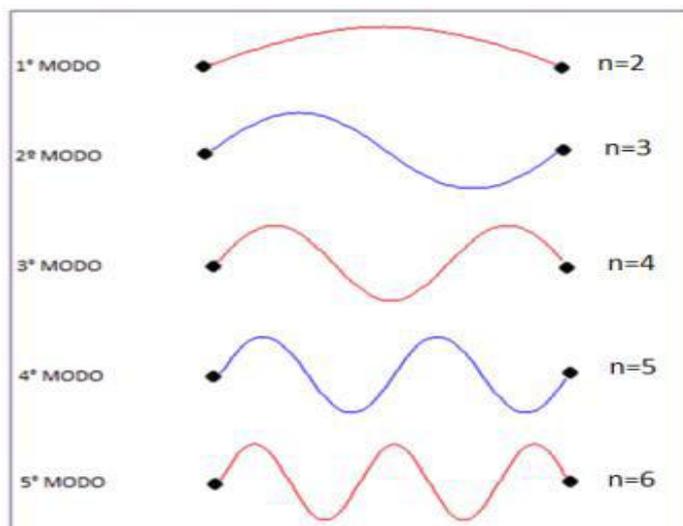


Figura 8: Ilustração dos 5 modos de vibração de uma viga navio (Fonte: Rao)

A solução de um sistema com n graus de liberdade pode ser obtida de maneira análoga ao sistema com um grau de liberdade.

A equação geral do movimento é descrita da seguinte forma:

$$m_j \ddot{x} = \sum_j F_{ij} \quad (10)$$

onde:

- $\sum_j F_{ij}$ = designa a soma de todas as forças que agem sobre a massa;
- (i) = número de grau de liberdade do sistema.

Aplicando-se a formula da equação geral referencia[4]do movimento a cada massa do sistema, tem-se:

$$m_i \ddot{x}_i = -k_i(x_i - x_{i-1}) + k_{i+1}(x_{i+1} - x_i) + c_i(\dot{x}_i - \dot{x}_{i-1}) + c_{i+1}(\dot{x}_{i+1} - \dot{x}_i) + F_t \quad (11)$$

Essa equação pode ser expressa na forma matricial como

$$[m]\ddot{x} + [c]\dot{x} + [k]x = F \quad (12)$$

onde[m], [c] e [k] são denominadas matrizes de massa, amortecimento e rigidez, respectivamente, e são dadas por:

$$\begin{bmatrix} m_1 & 0 & 0 & \cdot & 0 & 0 \\ 0 & m_2 & 0 & \cdot & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m_3 & \cdot & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \cdot & \cdot & \cdot \\ 0 & 0 & 0 & \cdot & \cdot & \cdot \\ 0 & 0 & 0 & \cdot & \cdot & m_n \end{bmatrix} \quad (13)$$

$$\begin{bmatrix} k_1 + k_2 & -k_2 & 0 & \cdot & 0 & 0 \\ -k_2 & k_2 + k_3 & -k_3 & \cdot & 0 & 0 \\ 0 & -k_3 & k_3 + k_4 & \cdot & 0 & 0 \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\ 0 & 0 & 0 & \cdot & k_n & k_n + k_{n+1} \end{bmatrix} \quad (14)$$

E, \vec{x} , $\dot{\vec{x}}$, $\ddot{\vec{x}}$ e \vec{F} são vetores de deslocamento, velocidade, aceleração e força respectivamente, dados por:

$$\vec{x} = \begin{Bmatrix} x_1(t) \\ x_2(t) \\ \vdots \\ x_n(t) \end{Bmatrix}, \dot{\vec{x}} = \begin{Bmatrix} \dot{x}_1(t) \\ \dot{x}_2(t) \\ \vdots \\ \dot{x}_n(t) \end{Bmatrix}, \ddot{\vec{x}} = \begin{Bmatrix} \ddot{x}_1(t) \\ \ddot{x}_2(t) \\ \vdots \\ \ddot{x}_n(t) \end{Bmatrix}, \vec{F} = \begin{Bmatrix} F_1(t) \\ F_2(t) \\ \vdots \\ F_n(t) \end{Bmatrix} \quad (15)$$

Para vibração livre \vec{F} e C são iguais a zero, logo tem-se:

$$[m]\ddot{x} + [k]x = 0 \quad (16)$$

2.6 Elementos Finitos

Na análise de um problema utilizando elementos finitos, a parte mais trabalhosa é, normalmente, a modelação. Por um lado, quanto mais complexo é o modelo, mais morosa é a sua modelação, por outro lado a restrição da modelação a uma zona menor pode tornar-se complicada por exigir que as condições de fronteira simulem as zonas adjacentes de uma forma fiável.

Por regra, a modelação envolve simplificações em relação ao modelo real. Algumas dessas simplificações são feitas por limitações da transição realidade/modelo e outras podem ser feitas para diminuir o tempo de modelação. Dado que estas simplificações conduzem a grandes diferenças nos resultados, testaram-se dois modelos

aos quais correspondem diferentes níveis de simplificação. O software utilizado foi o Ansys (versões 15).

O Método dos Elementos Finitos (FEM – Finite Element Method) é um método numérico usado para soluções de problemas complexos, seja este estático ou dinâmico. Neste método, as estruturas são discretizadas em pequenos elementos que, no seu conjunto, se comportam como um membro estrutural contínuo, elementos estes que são conectados através de nós. A utilização do Método dos Elementos Finitos tem demonstrado grande confiabilidade nos resultados fornecidos, mas os dados de entrada precisam ser selecionados de forma cuidadosa.

2.7 Von Mises

Em ciência dos materiais e engenharia o critério de escoamento de von Mises pode ser formulado em termos da tensão equivalente de von Mises, σ_v , um valor escalar de tensão que pode ser determinado a partir do tensor tensão de Cauchy. Neste caso um material é dito estar em estado de início de escoamento quando sua tensão equivalente de von Mises atinge um valor crítico denominado tensão de escoamento σ_e .

A tensão equivalente de von Mises (σ_v) é usada para prevenir escoamento do material quando submetido a qualquer condição de carregamento a partir de resultados obtidos de testes de tração simples. A tensão equivalente de von Mises satisfaz a propriedade de que dois estados de tensão com mesma energia de distorção tem a mesma tensão equivalente de von Mises.

Como o critério de von Mises independe do primeiro invariante de tensão I_1 , é portanto aplicável para a análise de deformação plástica de materiais dúcteis, tais como os metais, sendo a hipótese básica para o comportamento destes materiais a independência da componente hidrostática do tensor tensão.

Teoria da Energia de Distorção Máxima, Critério de Von Mises e H. Hencky

Um material quando deformado por um carregamento externo tende a armazenar energia internamente em todo o seu volume. A energia por unidade de volume do material é chamada densidade de energia de deformação u , se ele estiver sujeito a uma tensão uniaxial, σ , essa densidade é escrita como:

$$u = \frac{1}{2} \sigma \epsilon \quad (17)$$

Este critério de falha é baseado nas distorções provocadas pela energia de deformação. A densidade de energia de deformação em um elemento de volume do material submetido às três tensões principais σ_1 , σ_2 e σ_3 , como na Figura 9 é dada por:

$$U = \frac{1}{2} \sigma_1 \epsilon_1 + \frac{1}{2} \sigma_2 \epsilon_2 + \frac{1}{2} \sigma_3 \epsilon_3 \quad (18)$$

Se o material se comporta de maneira linear elástica a lei de Hooke se aplica. Portanto, substituindo a equação:

$$\begin{aligned} \epsilon_x &= \frac{1}{E} [\sigma_x - \nu(\sigma_y + \sigma_z)] \\ \epsilon_y &= \frac{1}{E} [\sigma_y - \nu(\sigma_x + \sigma_z)] \\ \epsilon_z &= \frac{1}{E} [\sigma_z - \nu(\sigma_x + \sigma_y)] \end{aligned} \quad (19)$$

Na equação (2) e simplificando obtemos

$$u = \frac{1}{2E} [\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - 2\nu(\sigma_1\sigma_2 + \sigma_1\sigma_3 + \sigma_2\sigma_3)] \quad (20)$$

Essa densidade de energia de deformação é considerada a soma de duas partes, uma das quais representa a energia necessária para provocar uma mudança de volume do elemento sem mudar a sua forma; e a outra, a energia necessária para distorcer o elemento. Especificamente a energia armazenada no elemento como resultado da sua mudança de volume é provocada pela aplicação da tensão principal média, $\sigma_{med} = (\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3)/3$, uma vez que essa tensão provoca deformações principais iguais no material, como apresenta a Figura 9.

A parte restante da tensão, $(\sigma_1 - \sigma_{med})$, $(\sigma_1 - \sigma_{med})e(\sigma_1 - \sigma_{med})$, provoca a energia de distorção como apresenta a Figura abaixo (Fonte: Rao).

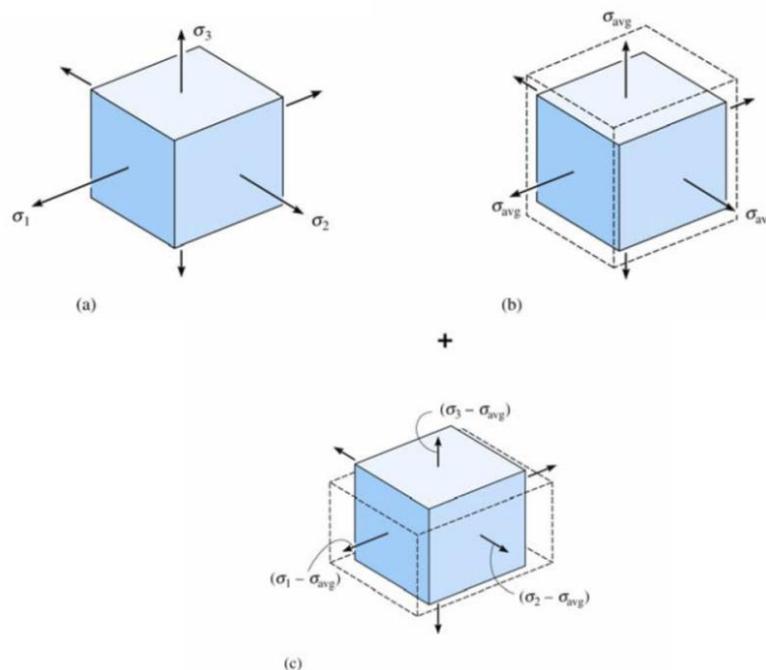


Figura 9: tensões e distorções

Experimentos demonstram que os materiais não escoam quando submetidos a uma tensão uniforme (hidrostática), tal como a σ_{med} . Com base nisso, em 1904, M. Huber propôs que ocorre escoamento em um material dúctil, quando a energia de distorção por unidade de volume do material é igual ou maior que a energia de distorção por unidade de volume do mesmo material quando ele é submetido a escoamento em um teste de tração simples.

Substituindo-se σ_1, σ_2 e σ_3 por $(\sigma_1 - \sigma_2), (\sigma_1 - \sigma_2)$ e $(\sigma_1 - \sigma_2)$, respectivamente, na equação (4) teremos o seguinte resultado:

$$u_d = \frac{1+\nu}{6E} [(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2] \quad (21)$$

No caso do estado plano de tensões, $\sigma_3 = 0$ e assim,

$$u_d = \frac{1+\nu}{3E} [(\sigma_1)^2 + \sigma_1\sigma_2 + (\sigma_2)^2] \quad (22)$$

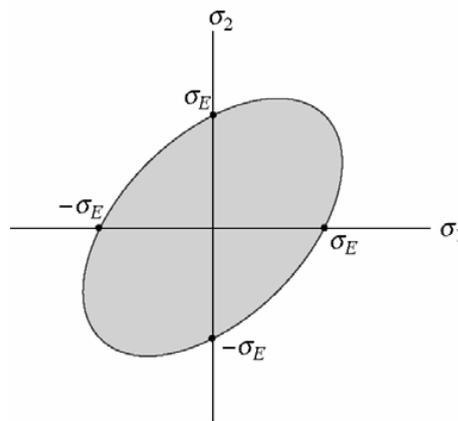
Em um teste de tração uniaxial, $\sigma_1 = \sigma_E, \sigma_2 = \sigma_3 = 0$ e assim:

$$(u_d)_E = \frac{1+\nu}{3E} \sigma_E^2 \quad (23)$$

Como a teoria da energia de distorção máxima requer que $u_d = (u_d)_E$, então temos que

$$\sigma_1^2 - \sigma_1\sigma_2 + \sigma_2^2 = \sigma_E^2 \quad (24)$$

A equação (8) está representada graficamente através da curva da Figura 10 (Fonte: Rao).



Teoria da energia de distorção máxima

Figura 10: curva da energia de distorção

Caso um ponto do material estiver tracionado de tal forma que a coordenada da tensão (σ_1, σ_2) esteja posicionada no limite ou fora da área sombreada, diz-se que o material falhou.

A comparação dos dois critérios é apresentada na Figura 11 (Fonte Rao).

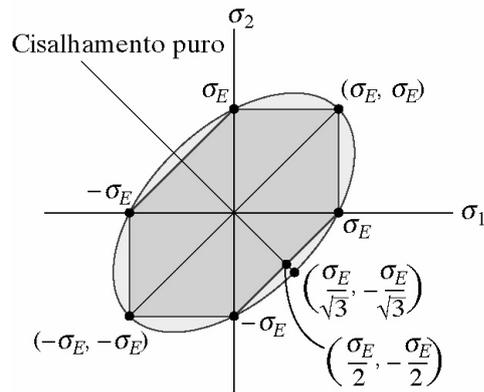


Figura11: Cisalhamento puro

As duas teorias levam os mesmos resultados quando as tensões principais são iguais.

3 - Reconhecimento do Problema Estrutural

A embarcação é da Classe de catamarãs MC25, que apresentam, desde a sua entrega ao armador Barcas S/A Transportes Marítimos, um nível excessivo de vibração.

Essas vibrações, com o passar do tempo, geraram avarias nos pés de galinha, mancais e chapeamento de fundo, o que diminui intensamente o nível de segurança que uma embarcação de transporte de passageiros tem que apresentar. Além disso, em sua operação, gera vibração e ruído excessivos ao salão de passageiros, diminuindo o nível de conforto e satisfação com o serviço oferecido.

Abaixo, fotos das avarias reais sofridas pela estrutura da região de popa da embarcação.



Figura 12: Região de Popa em condição crítica (Fonte: CCR Barcas)



Figura 13: Avarias na Região de Popa (Fonte: CCR Barcas)

No final do ano 2013, foi realizada, pelo laboratório Ledav, uma medição de vibração no Catamarã com o objetivo de se identificar as fontes de excitação que estavam provocando os elevados níveis de vibração na estrutura de popa da embarcação e que tinham levado ao aparecimento de trincas nas regiões próximas aos pés de galinha e lemes.

Constatou-se que os resultados obtidos mostraram que os níveis de vibração na embarcação são elevados, tomando-se como comparação o limite sugerido pela DNV.

Segundo o documento “DNV RulesPart6, Chapter 15, "VibrationClass”, na seção 2, capítulo B, sugere que o valor limite para o nível máximo de vibração em compartimentos de máquinas e nas regiões próximas aos propulsores. De acordo com a norma, para se garantir a integridade estrutural e evitar trincas no alumínio, o valor máximo de vibração deve ser de 15 mm/s (rms).

Para os vários locais analisados, considerando-se os MCPs operando com rotação constante, os resultados obtidos mostraram que a vibração se deve principalmente a duas fontes de excitação: a 1ª ordem dos propulsores e a 1ª ordem de rotação dos eixos.

As excitações na região de popa são devidas à 1ª ordem dos propulsores e à 1ª ordem de rotação dos eixos. As amplitudes de vibração na 1ª ordem do propulsor são relacionadas com os pulsos de pressão gerados pela passagem das pás na região de popa da embarcação.

Além disso, segundo testes preliminares de captura de vibração, realizados pelo Engenheiro Naval João Henrique Volpini, pelas capturas pode-se observar que a partir de 1600 rpm havia uma variação muito forte na frequência da resposta e na sua amplitude.

Então, foi proposto que houvesse uma troca nas características dos propulsores, principalmente no que se refere ao diâmetro e número de pás. Assim, o propulsor antigo que tinha 4 pás com diâmetro de 1050 mm, passou a ter 5 pás com diâmetro de 1000 mm. Essa decisão foi tomada visando modificar a pressão e a

frequência de excitação das pás no casco, além de aumentar a claro do hélice que mede a distância das pontas das pás até o casco.

Agora, daremos ênfase às características particulares dos hélices de 4 pás e de 5 pás, diferenciando estes propulsores, pois serão confrontados mais adiante neste projeto.

3.1 Hélice com 4 pás / Situação anterior à obra

O propulsor de 4 pás é o que foi utilizado pelas embarcações da Classe MC25, desde sua construção até a atual troca realizada em junho de 2015.



Figura14: Propulsor antigo de 4 pás (Fonte: CCR Barcas)

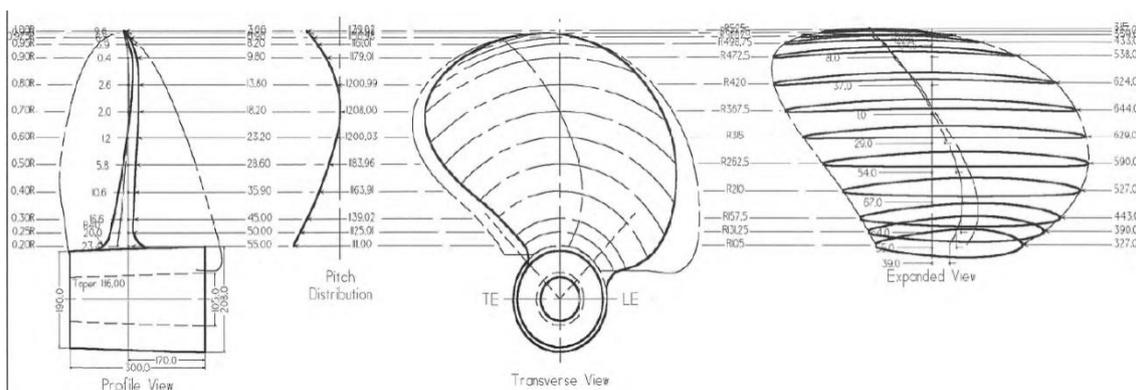


Figura15: Vistas geométricas do propulsor antigo de 4 pás (Fonte: CCR Barcas)

Na tabela abaixo, estão apresentadas as características que definem este propulsor e que servem para avaliações futuras deste projeto.

Tabela 5: Características do Hélice de 4 pás(Fonte: CCR Barcas)

Características do Hélice Anterior		
Tipo de propulsor	FPP	
Rotação	Direita	
Número de Pás	5	
Diâmetro	1050	mm
Pitch de referência	1208	mm
Pitch efetivo	1185,5	mm
Razão de Área	1,047	
Ângulo de Skew	29,5	graus
Material	Ni-Al bronze	
Densidade	7,5	g/cm ³
Potência de Projeto	1050	KW
Rotação de Projeto	840	rpm
Peso	184,72	kg
Momento de Inércia	10,975	kg/m ²

3.2 Hélice com 5 pás / Situação após a obra



Figura16: Propulsor antigo de 5 pás (Fonte: CCR Barcas)

Este propulsor de 5 pás é o que está atualmente instalado na embarcação. Seu desenvolvimento está sendo analisado e acompanhado atentamente para, em caso positivo contra as vibrações excessivas anteriores, a alteração ser feita em todas embarcações da Classe MC25 que sofre do mesmo problema.

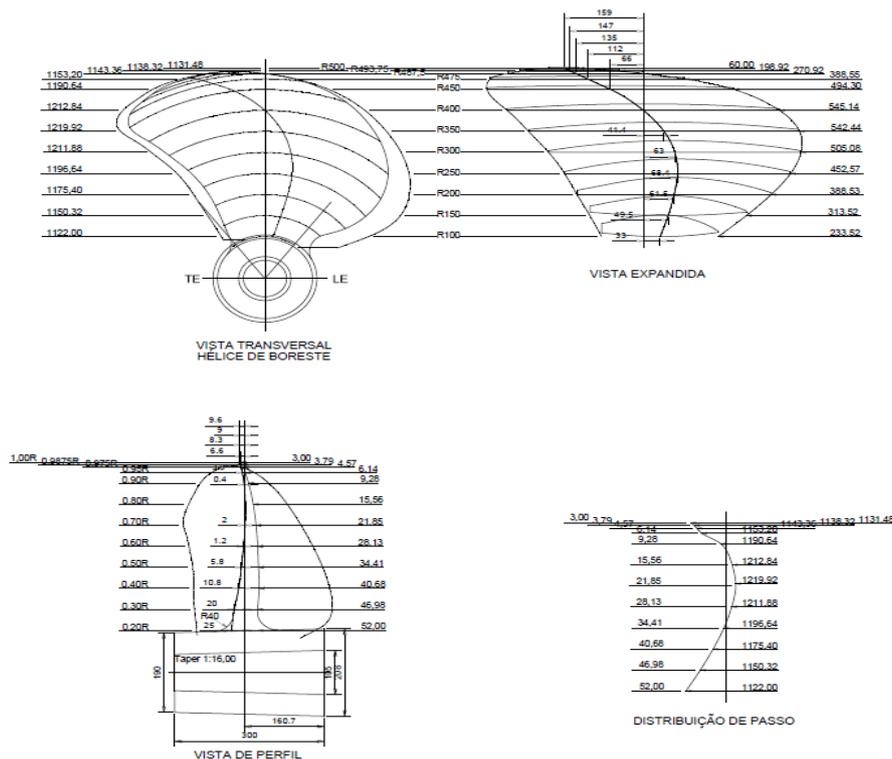


Figura 16: Vistas geométricas do propulsor novo de 5 pás (Fonte: CCR Barcas)

Este hélice apresenta diâmetro menor, pitch maior, skew maior, mesma potência, rotação menor, peso menor e momento de inércia menor que o oferecido pelo hélice de 4 pás.

Na tabela abaixo, estão apresentadas as características que definem este propulsor e que servem para avaliações futuras deste projeto.

Tabela 6: Características do Hélice de 5 pás (Fonte: CCR Barcas)

Características do Hélice Atual		
Tipo de propulsor	FPP	
Rotação	Direita	
Número de Pás	5	
Diâmetro	1000	mm
Pitch de referência	1200	mm
Pitch efetivo	1196,03	mm
Razão de Área	1,103	
Ângulo de Skew	30	graus
Material	Ni-Al bronze	
Densidade	7,5	g/cm ³
Potência de Projeto	1050	KW
Rotação de Projeto	830	rpm
Peso	178,7	kg
Momento de Inércia	10,186	kg/m ²

É bom ressaltar que as dimensões dos eixos, pés de galinha e pés de pinto são as mesmas nas duas situações. Além do MCPs serem os mesmos também.

4 - Cálculos de Esforços

Uma embarcação que flutua em águas tranquilas está sujeita principalmente às forças de peso leve, peso de cargas, empuxo e de propulsores. Neste trabalho, as forças surgidas pela ação dos propulsores estarão em foco.

Ao se movimentar, uma embarcação começa a receber interferências físicas naturais de variadas fontes, dificultando seu avanço. Porém, a velocidade que uma embarcação alcança pode ser vital para sua operacionalidade. Assim o projeto de uma embarcação junto com seu sistema propulsor deve ser capaz de suprir esses dois fundamentais requisitos.

Antes de se realizar os cálculos, é bom ressaltar que a força que um casco precisa para se deslocar na velocidade de serviço (empuxo requerido) é diferente da proporcionada pelos propulsores (empuxo dos propulsores), isto é, seus valores devem ter cálculos e conceitos diferentes.

A seguir, estão desenvolvidos os cálculos utilizados para se chegar aos empuxos: requerido, do propulsor de 4 pás e do propulsor de 5 pás na condição mais crítica, que é a de velocidade 25 nós, velocidade de projeto. Posteriormente, serão apresentados os resultados feitos com este mesmo procedimento para velocidades de 6, 10 e 20 nós, pois são velocidades que a embarcação desenvolve frequentemente em sua operação.

4.1 Resistência ao Avanço

Para fins deste projeto e considerando a operação em águas abrigadas (Baía de Guanabara), a resistência ao avanço foi dividida em:

- Resistência Friccional;
- Resistência Viscosa;
- Resistência de Ondas;
- Resistência Aerodinâmica;
- Resistência de Apêndices.

Todas essas resistências juntas participam para dificultar o avanço de uma embarcação. Por isso, juntas elas formam a resistência ao avanço de uma embarcação. Vale notar que não é somente a estrutura que está imersa em água que sofre a ação de

resistência, mas também a parte que está acima da linha d'água, sofrendo a resistência promovida pelo ar.

Antes que possamos pensar que essas resistências são um problema, devemos lembrar que não existe freio para embarcações, além de usar a propulsão no sentido inverso. Assim, esses esforços trabalham a favor quando se quer diminuir a velocidade.

Abaixo, está apresentado cada uma dessas resistências e algumas características para seus cálculos, possibilitando, ao final, a obtenção da Resistência total (R_t) ao avanço da embarcação e, posteriormente, seu empuxo requerido (T_{req}).

4.1.1 Coeficiente de bloco (C_b):

É determinado pela razão entre o volume submerso do casco no calado de projeto e o produto do comprimento entre perpendiculares (L_{pp}), boca na linha d'água (B_{wl}) e o calado (T_p).

$$C_b = \frac{\nabla_{sub}}{L_{pp} * B_{wl} * T_p} \quad (1)$$

Onde,

$$\nabla_{sub} = 104,5 \text{ m}^3$$

$$L_{pp} = 27,8 \text{ m}$$

$$B_{wl} = 6,3 \text{ m}$$

$$T_p = 1,44 \text{ m}$$

Então:

$$C_b = \frac{104,5}{27,8 * 6,3 * 1,44} = 0,432$$

4.1.2 Coeficiente de esteira (w):

Pode ser dita como a variação da distribuição de velocidade do escoamento devido à presença do casco. Definido por Taylor como sendo:

$$w = (V_S - V_a) / V_S \quad \text{ou} \quad w = 0,05 + 0,5 * C_b \quad (2)$$

Então, temos que:

$$w = 0,266$$

4.1.3 Velocidade de avanço (V_a):

Em posse do coeficiente de esteira, chegaríamos na velocidade de avanço, pela expressão:

$$V_a = VS (1 - w) \quad (3)$$

Então, temos que:

$$V_a = 25 (1 - 0,2656) = 18,34915 \text{ nós}$$

4.1.4 Coeficiente de redução da força-propulsiva (t):

Alteração na resistência ao avanço experimentada pelo casco devido à operação do propulsor que modifica que modifica as características do escoamento na popa do casco.

$$t = 2*w/Ct*(\sqrt{1 + Ct} - 1) \quad \text{ou} \quad t = 0,6*w \quad (4)$$

Onde C_t é o coeficiente de empuxo, tirado da forma e w o coeficiente de esteira.

Então, temos que:

$$t = 0,1596$$

4.1.5 Resistência Friccional:

Costuma-se raciocinar como sendo a influência do atrito entre a água do mar e a superfície do casco, isto é, o casco da embarcação arrasta um volume de água que se encontra próximo a ele.

Assim, sabemos da importância da manutenção da estrutura submersa contra a impregnação de crustáceos marinhos (cracas) e/ou de algas (limo), pois quanto mais rugoso o casco, maior será o volume de água arrastado. Isto é, dificultando o deslocamento do navio.

Antes de calcularmos a resistência, calculamos o Coeficiente friccional, C_f , ele pode ser obtido através da seguinte expressão definida pelo ITTC:

$$C_f = \frac{0,075}{(\log Re - 2)^2} = 0,001739 \quad (5)$$

Onde Re significa o número de Reynolds. A Resistência é então definida pela expressão:

$$R_f = \left(\frac{1}{2}\right)\rho V S^2 * S * C_f = 18280,54 \text{ N} = 18,28054 \text{ kN} \quad (6)$$

Onde ρ é massa específica da água, V_s a velocidade de serviço da embarcação e S a área molhada.

4.1.6 Resistência Viscosa:

Esta componente da resistência ao avanço é oriunda da viscosidade da água e da presença geométrica de um corpo, sendo este capaz de perturbar o escoamento ocasionando em uma mudança na direção das linhas de correntes que são obrigadas a contornarem o corpo e, com isso, tem sua velocidade alterada.

O coeficiente de resistência viscosa C_v , é determinada multiplicando-se o fator de correção da forma $(1+k)$ pelo coeficiente de resistência friccional C_f . A constante k neste caso é expressa por $\frac{C_t - C_f}{C_f}$. Assim:

$$(1 + k) = \left(1 + \frac{C_t - C_f}{C_f}\right) = 1,2 \quad (7)$$

Desta forma:

$$C_v = (1 + k) * C_f = 1,2 * 0,001739 = 0,002087 \quad (8)$$

E a resistência pode ser dada por:

$$R_v = \left(\frac{1}{2}\right) * \rho V S^2 * S * C_v = 21,93665 \text{ kN} \quad (9)$$

4.1.7 Resistência de Onda:

A resistência por formação de ondas equivale, exatamente, à energia transportada pelas ondas geradas pela embarcação. Logo, quanto menor é a formação de ondas, mais econômica é a embarcação.

A resistência de ondas foi calculada utilizando como referência o trabalho de Savitsky e Brown. Nele, além dos parâmetros convencionais para cálculo de resistência em águas tranquilas, há também a entrada da altura significativa de ondas ($H1/3$).

Para $Vk/\sqrt{L} = 2$:

$$\frac{R_{ow}}{wb^3} = 66 * 10^{-6} * \left(\frac{H1/3}{b} + 0,5\right) * \left(\frac{L}{C_\Delta}\right)^3 + 0,0043 * (r - 4) \quad (10)$$

Para $Vk/\sqrt{L} = 4$:

$$\frac{R_{aw}}{\Delta} = \frac{0,3 * (H1/3)/b}{1+2 * (\frac{H1/3}{b})} * (1,76 - r/6 - 2 \tan^3 \beta) \quad (11)$$

Para $Vk/\sqrt{L} = 6$:

$$\frac{R_{aw}}{wb^3} = \frac{0,158 * (H1/3)/b}{1+(\frac{H1/3}{b}) * [0,12\beta - 21 C * (5,6 - \frac{L}{b}) + 7,5 * (6 - \frac{L}{b})]} \quad (12)$$

Assim, a resistência total de formação de ondas da embarcação é:

$$R_{aw} = 14,52268 \text{ kN}$$

4.1.8 Resistência Aerodinâmica:

Esta parcela refere-se a resistência ao avanço no ar da parte emersa do casco e da superestrutura do navio. Isto é, a contribuição das forças de resistência (integração das forças de pressão e cisalhamento) entre o ar e a superestrutura + casco emerso da embarcação.

Para realização dos cálculos, foi utilizada a formulação oferecida pela classificadora RBNA que nos remete à fórmula para a ação do vento:

$$R_{ae} = (C_x/2) * \rho * V^2 * (A \sin 2\psi + B \cos 2\psi) / [\cos (\alpha - \psi)] \quad (13)$$

Onde:

$$V = V_v + V_r;$$

R_{ae} = força do vento, em N ;

V = velocidade total, em m/s ;

V_v = velocidade do vento, em m/s ;

V_r = velocidade do reboque, em m/s ;

$$\rho = 1,225 \text{ kg/ m}^3 ;$$

A = área vélica longitudinal do navio, em m^2 ;

B_c = área vélica transversal do casco acima da LA, em m^2 ;

B_s = área vélica transversal da superestrutura, em m^2 ;

$$B = B_s + 0,3 * B_c;$$

C_x = coeficiente de arrasto dado na tabela abaixo ;

ψ = incidência do vento em relação à linha de centro do navio;

α = direção do esforço devido ao vento em relação à linha de centro do navio (função de ψ).

Tabela 7: Coeficientes Cx (Fonte: RBNA)

Ângulo	Cx
0	-0,70
45	-0,55
90	0
135	0,75
180	0,70

Nota: o sinal (-) indica vento de vante para ré do navio.

Assim, podemos retirar a resistência aerodinâmica:

$$R_v = 15,71942 \text{ kN}$$

4.1.9 Resistência devido a apêndices:

Os apêndices, leme, pé de galinha e pé de pinto, em contato com água provocam resistências adicionais que fazem parte da resistência ao avanço total.

Assim, tem-se que:

$$R_{\text{leme}} = \frac{R_f}{N^{\circ}\text{leme}} * (1 + k) * A_{\text{leme}}$$

$$R_{\text{pé de galinha}} = \frac{R_f}{N^{\circ}\text{pé de galinha}} * (1 + k) * A_{\text{pé de galinha}} \quad (14)$$

$$R_{\text{pé de pinto}} = \frac{R_f}{N^{\circ}\text{pé de pinto}} * (1 + k) * A_{\text{pé de pinto}}$$

Levando em consideração que deve-se multiplicar por 2 cada uma das partes acima, pois existe um conjunto para cada casco, chega-se a um total de:

$$R_{ap} = R_{\text{leme}} + R_{\text{pé de galinha}} + R_{\text{pé de pinto}} = 31,96572 \text{ kN} \quad (15)$$

Após a obtenção de todas contribuições de Resistência acima, pode-se somar todas as parcelas e assim chegar ao valor Resistência Total:

$$R_t = R_f + R_v + R_{aw} + R_{ae} + R_{ap} = 102,42 \text{ kN} \quad (16)$$

4.2 Empuxo Requerido

A partir da Resistência Total, pode-se calcular o empuxo requerido pelo propulsor, através da expressão:

$$T_{req} = \frac{Rt}{(1-t)} \quad (17)$$

Onde Rt é a resistência total e t é o coeficiente de redução da força propulsiva.

Assim, chega-se ao valor de:

$$T_{req} = 121,8794$$

4.3 Força Propulsiva do Hélice de 4 Pás

Este hélice é da série Gawn modificado. Para a retirada do valor do K_T deste propulsor, buscou-se os polinômios para as curvas K_T - K_Q - J em “Basic ShipPropulsion”, de J.P. Ghose, que disponibiliza os termos i , j , k , C_T e C_Q , além das fórmulas abaixo:

$$K_T = \sum_{i,j,k} CT(i, j, k) * J^i * \left(\frac{P}{D}\right)^j * \left(\frac{A_d}{A_0}\right)^k \quad (18)$$

$$K_Q = \sum_{i,j,k} CQ(i, j, k) * J^i * \left(\frac{P}{D}\right)^j * \left(\frac{A_d}{A_0}\right)^k \quad (19)$$

Onde,

CT = constante de empuxo ;

CQ = constante de torque ;

A_d/A_0 = Razão de áreas das pás,

P/D = Razão passo/diâmetro do propulsor.

J = Constante de avanço.

Com isso, alcança-se o K_T para este hélice de 4 pás com ajuda da tabela abaixo e com as características mencionadas anteriormente neste relatório.

Tabela 8: Cálculo do KT para 4 pás

i	j	k	CT	CQ	VA (m/s)	n (rps)	D (m)	J	P/D	AD/A0	Kt	10KQ
0	0	0	0,09740808	0,06369	9,4396	14	1,05	0,709	1,128	1,047	0,09741	0,06369
1	0	0	-0,21572784	-0,0801	9,4396	14	1,05	0,709	1,128	1,047	-0,153	-0,0568
2	0	0	-0,20117083	-0,1618	9,4396	14	1,05	0,709	1,128	1,047	-0,1011	-0,0814
3	0	0	0,068857059	-0,0216	9,4396	14	1,05	0,709	1,128	1,047	0,02454	-0,0077
0	1	0	0,16099279	0,07781	9,4396	14	1,05	0,709	1,128	1,047	0,1816	0,08777
1	1	0	0,29145467	0,24703	9,4396	14	1,05	0,709	1,128	1,047	0,23309	0,19756
2	1	0	0,01918897	0,0624	9,4396	14	1,05	0,709	1,128	1,047	0,01088	0,03538
3	1	0	-0,05595657	-0,0536	9,4396	14	1,05	0,709	1,128	1,047	-0,0225	-0,0215
0	2	0	-0,01374417	0,14384	9,4396	14	1,05	0,709	1,128	1,047	-0,0175	0,18302
1	2	0	-0,10454782	-0,1342	9,4396	14	1,05	0,709	1,128	1,047	-0,0943	-0,121
2	2	0	0,038724232	0,03585	9,4396	14	1,05	0,709	1,128	1,047	0,02477	0,02293
3	2	0	0,006165279	0,01242	9,4396	14	1,05	0,709	1,128	1,047	0,0028	0,00563
0	0	1	-0,40506446	-0,4856	9,4396	14	1,05	0,709	1,128	1,047	-0,4241	-0,5084
1	0	1	0,19004023	0,74164	9,4396	14	1,05	0,709	1,128	1,047	0,14107	0,55053
2	0	1	-0,1912685	-0,0729	9,4396	14	1,05	0,709	1,128	1,047	-0,1007	-0,0384
3	0	1	0,066181317	0,10768	9,4396	14	1,05	0,709	1,128	1,047	0,0247	0,04018
0	1	1	1,0065955	0,84973	9,4396	14	1,05	0,709	1,128	1,047	1,18881	1,00354
1	1	1	-1,1633307	-2,1724	9,4396	14	1,05	0,709	1,128	1,047	-0,9741	-1,819
2	1	1	0,32121539	-0,0879	9,4396	14	1,05	0,709	1,128	1,047	0,1907	-0,0522
3	1	1	-0,01291942	0,21879	9,4396	14	1,05	0,709	1,128	1,047	-0,0054	0,09209
0	2	1	-0,23608254	0,30811	9,4396	14	1,05	0,709	1,128	1,047	-0,3145	0,41046
1	2	1	0,50920802	0,75813	9,4396	14	1,05	0,709	1,128	1,047	0,48096	0,71607
2	2	1	-0,20886181	-0,1975	9,4396	14	1,05	0,709	1,128	1,047	-0,1399	-0,1323
3	2	1	0,016416967	-0,0494	9,4396	14	1,05	0,709	1,128	1,047	0,00779	-0,0234
											KT =	0,26205
											10KQ =	0,54681

De posse da formulação do coeficiente de força propulsiva (KT), retirada do PNA, temos que:

$$K_T = \frac{T}{\rho * n^2 * D^4} \quad (20)$$

Onde:

T = força fornecida pelo propulsor, em kN;

ρ = densidade do fluido, em kg/m³;

n = rotação do propulsor, em rps;

D = diâmetro do propulsor, em m.

Então, podemos retirar a força propulsiva máxima fornecida por este propulsor:

$$T = 63,991 \text{ kN}$$

$$T_{\text{Total}} = 2 \times T = 127,982 \text{ kN}$$

4.4 Força Propulsiva do Hélice de 5 Pás

Este hélice é da mesma série do anterior, Gawn modificado. Para a retirada do valor do K_T deste propulsor, buscou-se os polinômios para as curvas K_T - K_Q -J em “Basic

ShipPropulsion”, de J.P. Ghose, que disponibiliza os termos i, j, k, C_T e C_Q, além das fórmulas abaixo, repetindo o procedimento feito para o de 5 pás:

$$K_T = \sum_{i,j,k} CT(i, j, k) * J^i * \left(\frac{P}{D}\right)^j * \left(\frac{A_e}{A_0}\right)^k$$

$$K_Q = \sum_{i,j,k} CQ(i, j, k) * J^i * \left(\frac{P}{D}\right)^j * \left(\frac{A_e}{A_0}\right)^k$$

Onde,

CT = constante de empuxo ;

CQ = constante de torque ;

A_e/A₀ = Razão de áreas das pás,

P/D = Razão passo/diâmetro do propulsor.

J = Constante de avanço.

Com isso, alcança-se o K_T para este hélice de 5 pás com ajuda da tabela abaixo e com as características mencionadas anteriormente neste relatório.

Tabela 9: Cálculo do KT para 5 pás

i	j	k	CT	CQ	VA (m/s)	n (rps)	D (m)	J	P/D	AD/A0	Kt	10KQ
0	0	0	0,09740808	0,06369	9,4396	13,8333	1	0,68313	1,196	1,103	0,09741	0,06369
1	0	0	-0,21572784	-0,0801	9,4396	13,8333	1	0,68313	1,196	1,103	-0,1474	-0,0547
2	0	0	-0,20117083	-0,1618	9,4396	13,8333	1	0,68313	1,196	1,103	-0,0939	-0,0755
3	0	0	0,068857059	-0,0216	9,4396	13,8333	1	0,68313	1,196	1,103	0,02195	-0,0069
0	1	0	0,16099279	0,07781	9,4396	13,8333	1	0,68313	1,196	1,103	0,19255	0,09306
1	1	0	0,29145467	0,24703	9,4396	13,8333	1	0,68313	1,196	1,103	0,23813	0,20183
2	1	0	0,01918897	0,0624	9,4396	13,8333	1	0,68313	1,196	1,103	0,01071	0,03483
3	1	0	-0,05595657	-0,0536	9,4396	13,8333	1	0,68313	1,196	1,103	-0,0213	-0,0204
0	2	0	-0,01374417	0,14384	9,4396	13,8333	1	0,68313	1,196	1,103	-0,0197	0,20575
1	2	0	-0,10454782	-0,1342	9,4396	13,8333	1	0,68313	1,196	1,103	-0,1022	-0,1311
2	2	0	0,038724232	0,03585	9,4396	13,8333	1	0,68313	1,196	1,103	0,02585	0,02393
3	2	0	0,006165279	0,01242	9,4396	13,8333	1	0,68313	1,196	1,103	0,00281	0,00566
0	0	1	-0,40506446	-0,4856	9,4396	13,8333	1	0,68313	1,196	1,103	-0,4468	-0,5356
1	0	1	0,19004023	0,74164	9,4396	13,8333	1	0,68313	1,196	1,103	0,14319	0,55882
2	0	1	-0,13912685	-0,0729	9,4396	13,8333	1	0,68313	1,196	1,103	-0,0716	-0,0375
3	0	1	0,066181317	0,10768	9,4396	13,8333	1	0,68313	1,196	1,103	0,02327	0,03786
0	1	1	1,0065955	0,84973	9,4396	13,8333	1	0,68313	1,196	1,103	1,32789	1,12095
1	1	1	-1,1633307	-2,1724	9,4396	13,8333	1	0,68313	1,196	1,103	-1,0484	-1,9577
2	1	1	0,32121539	-0,0879	9,4396	13,8333	1	0,68313	1,196	1,103	0,19775	-0,0541
3	1	1	-0,01291942	0,21879	9,4396	13,8333	1	0,68313	1,196	1,103	-0,0054	0,09201
0	2	1	-0,23608254	0,30811	9,4396	13,8333	1	0,68313	1,196	1,103	-0,3725	0,48612
1	2	1	0,50920802	0,75813	9,4396	13,8333	1	0,68313	1,196	1,103	0,54883	0,81712
2	2	1	-0,20886181	-0,1975	9,4396	13,8333	1	0,68313	1,196	1,103	-0,1538	-0,1454
3	2	1	0,016416967	-0,0494	9,4396	13,8333	1	0,68313	1,196	1,103	0,00826	-0,0248
											K _T =	0,35572
											10K _Q =	0,69783

De posse da formulação do coeficiente de força propulsiva (KT), retirada do PNA, temos que:

$$K_T = \frac{T}{\rho * n^2 * D^4}$$

Onde:

T = força fornecida pelo propulsor, em kN;

ρ = densidade do fluido, em kg/m³;

n = rotação do propulsor, em rps;

D = diâmetro do propulsor, em m.

Então, podemos retirar a força propulsiva máxima fornecida por este propulsor:

$$T = 69,773 \text{ kN}$$

$$T_{\text{Total}} = 2 \times T = 139,547 \text{ kN}$$

4.5 Confronto de Resultados

Com os diferentes empuxos calculados, agora devemos fazer uma análise sobre seus valores.

Tabela 10: Cálculo do KT para 5 pás

	Empuxo Requerido	Empuxo de 4 Pás	Empuxo de 5 Pás	
T	60,940	63,991	69,773	kN
2T	121,879	127,982	139,547	kN

Podemos perceber que, por estratégia de projeto, é razoável que o empuxo total fornecido pelos propulsores de uma embarcação seja superior ao empuxo total requerido pela embarcação.

Com essa análise, podemos nos certificar que os valores obtidos são consistentes para os próximos estudos a serem feitos, a seguir.

4.6 - Excitação dos Hélices no Casco



Figura 17: Excitação do hélice no Casco (Fonte: CCR Barcas)

Esta força de excitação dos hélices, transmitido para o navio através do torque fornecido pela linha de eixo, sob a forma de impulso de pressão, atua sobre a superfície do casco do navio acima do hélice. Pode-se considerar que estes impulsos de pressão na superfície do casco é o fator predominante para vibração da estrutura de navios.

Existem três métodos para a estimativa da pressão na superfície do casco: por métodos empíricos, por cálculos utilizando métodos teóricos avançados e por medições experimentais.

No que diz respeito aos métodos empíricos, o método mais bem conhecido e é adaptável ao de Holden(1980). Este método baseia-se na análise de medições de grande escala para cerca de 72 navios. O método destina-se como uma primeira estimativa das pressões de superfície do casco usando uma forma de hélice convencional. A fórmula, à base de regressão, é aplicada para uma estimativa das parcelas das pressões de não-cavitação e de cavitação, como segue abaixo.

$$p_0 = \frac{(ND)^2}{70} * \frac{1}{Z^{1,5}} * \left(\frac{K_0}{d/R}\right) \text{ N / m}^2 \quad (\text{pressão de não-cavitação})$$

$$p_c = \frac{(ND)^2}{160} * \frac{V_S * (w_{Tmax} - w_e)}{(h_{a+10,4})^{0,5}} * \left(\frac{K_c}{d/R}\right) \text{ N / m}^2 \quad (\text{pressão de cavitação})$$

Onde,

N = rpm do propulsor;

D = diâmetro do propulsor, em m;

V_S = velocidade de serviço do navio, em m/s;

Z = número de pás;

R = raio do propulsor, em m;

d = distância vertical de 0,9R do propulsor até a superfície submersa do casco, em m;

w_{Tmax} = coeficiente máximo de esteira;

w_e = coeficiente efetivo de esteira;

h_a = profundidade do centro do eixo;

k₀ = 1,8 + 0,4*(d/R) para (d/R) ≤ 2;

k_c = 1,7 + 0,7*(d/R) para (d/R) < 1;

k_c = 1 para (d/R) > 1;

A pressão total de impulso, que combina as parcelas p_c (não-cavitação) e p_0 é calculada a partir de:

$$p_z = \sqrt{(p_0^2 + p_c^2)}$$

Com todo este embasamento, foram feitos os cálculos para a pressão do pulso do hélice no casco para as situações de 4 pás e 5 pás na condição mais crítica, que é a de velocidade 25 nós, velocidade de projeto. Posteriormente, serão apresentados os resultados feito com este mesmo procedimento para velocidades de 6, 10 e 20 nós, pois são velocidades que a embarcação desenvolve frequentemente em sua operação.

4.6.1 Excitação do Hélice de 4 Pás

Primeiramente, resolvemos a parcela referente a não-cavitação:

Tabela 11: parcela não-cavitação do hélice 4 pás

N	D	Z	d	R	Ko	po (N)
840	1,05	4	0,15	0,525	1,914	9307,310

E, agora, resolvemos a parcela referente a cavitação:

Tabela 12: parcela cavitação do hélice 4 pás

N	D	Z	d	R	Kc	Vs	wmax	we	há	pc (N)
840	1,05	4	0,15	0,525	1,9	12,86	0,459	0,266	1,44	23317,6

Por fim, com as duas parcelas, p_0 e p_c , chegamos ao valor total para a pressão de excitação do hélice de 4 pás no casco da embarcação na situação original, que é:

$$p_z = \sqrt{(p_0^2 + p_c^2)} = 25106,5 \text{ N} = 25,106 \text{ kN/m}^2$$

Frequência:

Agora devemos calcular a frequência para rotação específica deste caso:

$$f = Z * N = 4 * (840/60) = 56 \text{ Hz}$$

4.6.2 Excitação do Hélice de 5 Pás

Novamente, primeiro resolvemos a parcela referente a não-cavitação:

Tabela 13: parcela não-cavitação do hélice 5 pás

N	D	Z	d	R	Ko	po (N)
830	1	5	0,175	0,5	1,94	4879,07

E, agora, resolvemos a parcela referente a cavitação:

Tabela 14: parcela cavitação do hélice 5 pás

N	D	Z	d	R	Kc	Vs	wmax	we	há	pc (N)
830	1	5	0,175	0,5	1,945	12,86	0,459	0,266	1,44	17255,7

Por fim, com as duas parcelas, p_0 e p_c , chegamos ao valor total para a pressão de excitação do hélice de 5 pás no casco da embarcação na situação nova, que é:

$$p_z = \sqrt{(p_0^2 + p_c^2)} = 17932,3 \text{ N} = 17,932 \text{ kN/m}^2$$

Frequência:

Agora devemos calcular a frequência para rotação específica deste caso:

$$f = Z * N = 5 * (830/60) = 69,2 \text{ Hz}$$

4.6.3 Confronto entre os dois hélices

Com os valores obtidos acima, foi feita uma comparação para perceber o quanto de ganho se obteve com esta mudança no sistema propulsivo do catamarã de passageiros. Esta análise é importante ser feita, pois a esta excitação do propulsor no casco é um fator principal na vibração da embarcação, como já foi dito anteriormente.

Tabela 15: Confronto entre os hélices

	Excitação 4 Pás (kN/m ²)	Excitação 5 Pás (kN/m ²)
Pz	25,107	17,932

Notou-se uma diminuição de 28,58%, do 4 pás para o 5 pás, na excitação do hélice no casco.

4.7 - Cálculo de Esforços e Excitações para diversas situações

Um mês após a volta em operação do catamarã, foram feitas visitas nesta embarcação e em catamarã semelhante que ainda está com a situação original, que pertence a mesma classe, mas está operando com o propulsor de 4 pás.

Estas visitas foram feitas para coleta de informações para as velocidades mais comuns na operação destas embarcações, 6 nós, 10 nós, 20 nós e 25 nós.

Relembrando que os cálculos para as duas situações (4pás e 5 pás) , a 25 nós, já foram feitos anteriormente. Agora repetiremos os mesmos cálculos para as demais velocidades.

4.7.1 Dados Coletados em Visita

Foram retiradas as rotações pertencentes a cada velocidade tanto da Situação Nova quanto da Situação Original.

- Embarcação Catamarã – Situação Nova (5 pás)

Tabela 16: Dados coletados de 5 pás

Nova (5 pás)		
Velocidade (nós)	Rotação Motor (rpm)	Rotação Propulsor (rpm)
6	570	228
10	1100	440
20	1550	620
25	2075	830

- Embarcação Catamarã – Situação Original (4 pás)

Tabela 17: Dados coletados de 4 pás

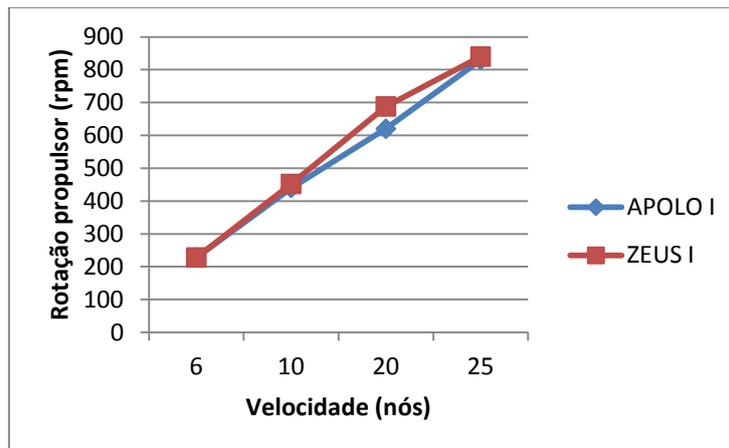
Original (4 pás)		
Velocidade (nós)	Rotação Motor (rpm)	Rotação Propulsor (rpm)
6	570	228
10	1130	452
20	1720	688
25	2100	840

Comparação de dados:

Para uma análise inicial, podemos ver que para uma mesma velocidade, a embarcação com configuração nova de propulsão apresenta rotações menores que a embarcação com configuração original de propulsão. Exceto na velocidade de 6 nós que os dados são iguais.

Isto pode indicar uma melhora no consumo da embarcação depois da obra, pois o hélice precisa de menos rotações para impulsionar em uma dada velocidade.

Gráfico 1: Comparação de dados



4.7.2 Conjunto de resultados de esforços e excitações para 5 pás e 4 pás

Com os valores de velocidades e rotações, conseguimos efetuar os mesmos cálculos realizados da situação crítica, velocidade máxima de 25 nós, para as demais em análise.

Assim, retiramos os valores que precisaremos como input no software de elementos finitos ANSYS, de onde serão feitas as análises finais da influência do propulsor nas regiões de pés de galinha e pés de pinto.

Tabela 18: Dados coletados e confrontados

	Original (5pás)				Nova (4 pás)			
	6 nós	10 nós	20 nós	25 nós	6 nós	10 nós	20 nós	25 nós
RPM (Propulsor)	228	440	620	830	228	452	688	840
Frequência (Hz)	19,00	36,7	51,7	69,2	15,2	30,1	45,9	56,0
Resistência ao Avanço Total (kN)	38,31	42,93	64,57	102,42	38,31	42,93	64,57	102,42
Empuxo Requerido Total (kN)	39,83	45,86	74,01	121,8	39,83	45,86	74,01	121,87
Força Propulsiva Total (kN)	11,67	49,53	69,97	139,54	11,56	55,05	77,04	127,98
Excitação Hélice-Casco Total (Pa)	738,4	3797,7	16140,4	17932,3	1087,79	5619,1	23411,6	25106,5

Tendo realizados todos os cálculos referentes aos propulsores, agora é necessário desenvolver geometricamente as partes físicas da embarcação que serão manipuladas.

5 - Desenvolvimento Geométrico dos Pé de Galinha e Pé de Pinto

A ferramenta utilizada para o desenvolvimento geométrico 3D para os dois elemento estruturais foi o software Rhinoceros.

Buscou-se embasamento de dados e características em documentos pertencentes à embarcação para poder se chegar o mais próximo possível das dimensões reais.

Abaixo, está representado em 2D, no software AutoCad, o reforçador que está posicionado mais a ré do navio, o pá de galinha, que também é o que recebe a maior carga oriunda do propulsor. Cada bordo da embarcação possui um pé de galinha com dimensões e posicionamento simétricos.

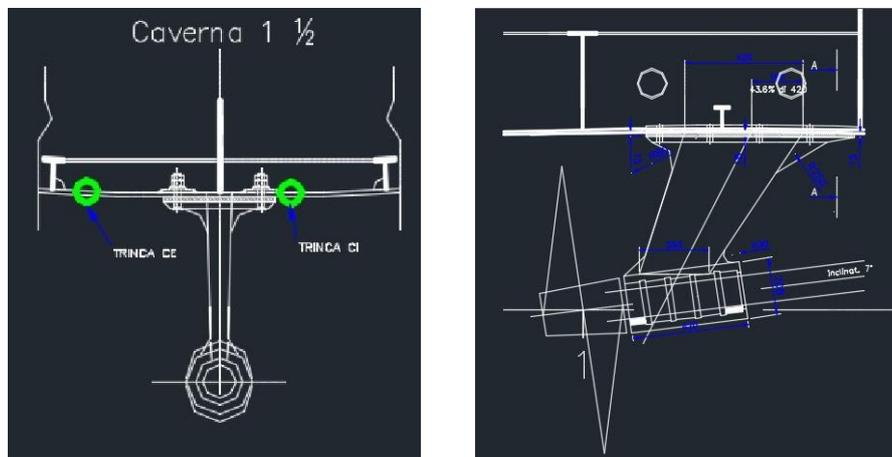


Figura 18: Vistsa 2D do Pé de Galinha (Fonte: CCR Barcas)

Agora, a representação em 2D, no software AutoCad, do reforçador que está posicionado pouco mais a vante do pé de galinha, o pá de pinto, que também é o que recebe a menor carga oriunda do propulsor. Cada bordo da embarcação, também, possui um pé de pinto com dimensões e posicionamento simétricos.

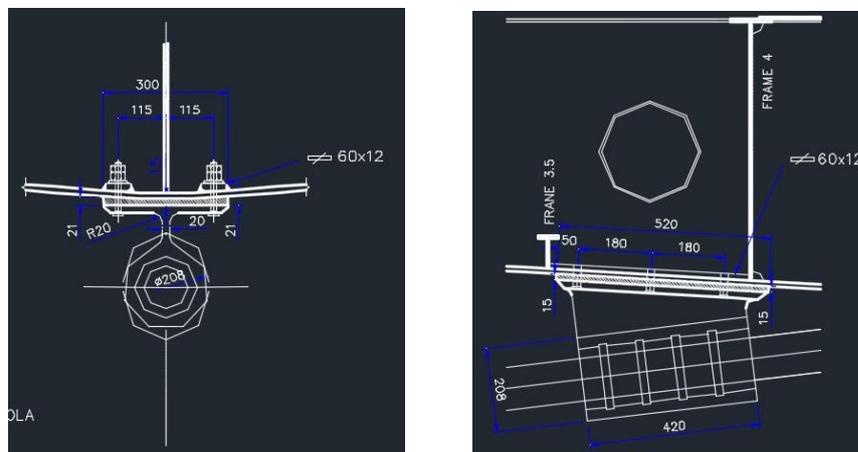


Figura 19: Vistas 2D do Pé de Pinto (Fonte: CCR Barcas)

Essas duas representações dos reforçadores, junto com suas características, serviram de base para a modelagem desses elementos. Este procedimento é importante, pois, mais a diante, serão aplicadas análises em elementos finitos.

5.1 Modelagem do conjunto Casco + Pé de Galinha + Pé de Pinto + Eixo

A modelagem deste conjunto de elementos estruturais foi feita no software Rhinoceros e exportada para posterior importação no software ANSYS, onde foram feitas as análises de tensões. Na figura abaixo, está demonstrado a modelagem final de um dos bordos da embarcação catamarã.

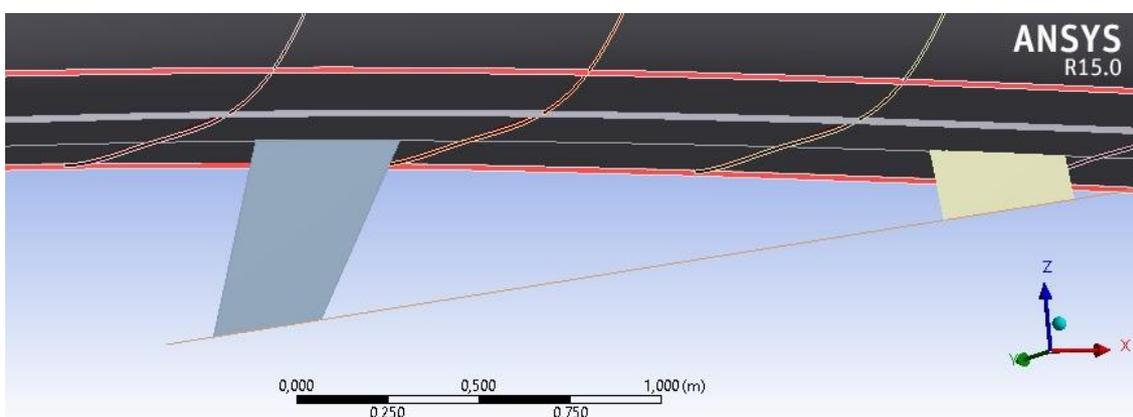


Figura 20: Vista 3D do conjunto de elementos estruturais

Já no Ansys, foram incluídas as espessuras do pé de galinha e pé de pinto e o diâmetro do eixo propulsor. Além das características do metal de cada um dos elementos.

6 - Análise de Esforços dos hélices

Nesta etapa, utilizou-se as ferramentas computacionais do software ANSYS. Assim foi possível efetuar algumas análises mostradas a seguir.

Chegou-se à etapa crucial do projeto, onde se quer ver a contribuição da força propulsiva, junto com a excitação, de cada um dos hélices para a variação de tensões na região de contato entre o casco e os pés de galinha e pés de pinto.

Para isso, será necessário entrar com o modelo 3D: embarcação + pé de galinha + pé de pinto + eixo. Este, devem estar modelados adequadamente para a perfeita rodagem das análises estruturais do ANSYS.

Serão necessárias as entradas dos dados adquiridos nos capítulos 5 e 6 deste relatório, onde daremos ao software valores para variáveis que queremos avaliar.

6.1 Fixação da Estrutura

Esta fixação deve ser feita porque se quer a embarcação imóvel para a análise somente dos esforços na região da popa. Caso não seja fixada, o modelo se deslocaria, prejudicando a avaliação.

Para definir-se como fixar a estrutura do navio, no software ANSYS, estudou-se o trabalho “Identificação das Causas de Vibração Excessiva na Região de Popa de um Catamarã” (apresentado no 25º Congresso SOBENA), onde foi trabalhado, para a mesma embarcação, 5 modos de vibração vertical e suas respectivas frequências naturais.

A Tabela 19 apresenta as cinco (05) primeiras frequências naturais de vibração vertical e as Figuras 21 a 23 apresentam as formas modais de vibração do catamarã.

Tabela 19 - Frequências naturais de vibração vertical do catamarã

Modo de Vibração	Frequência Natural (Hz)
1	10.35
2	18.12
3	25.01
4	35.23
5	42.85

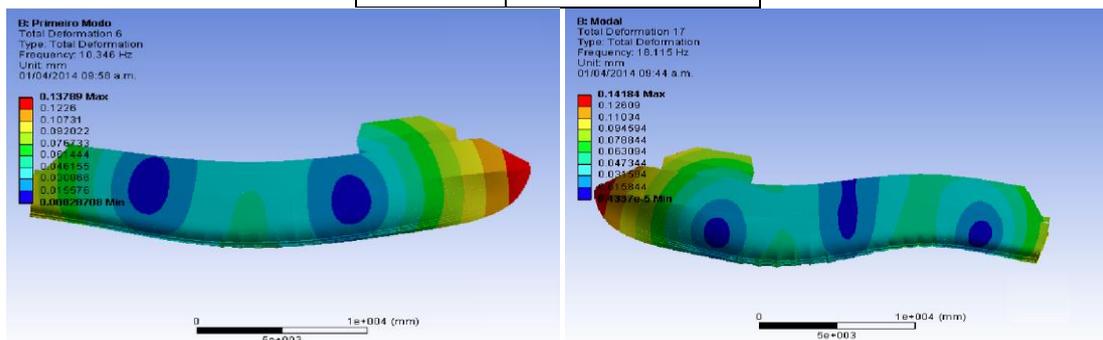


Figura 21 – 1º e 2º modos de vibração (Fonte: LEDAV)

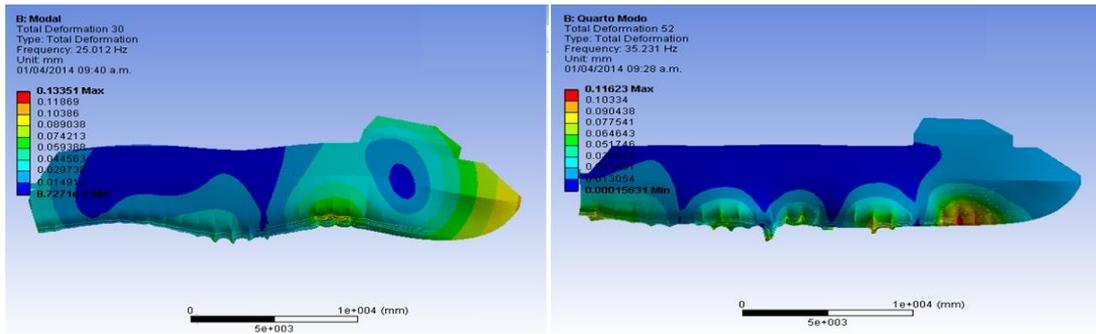


Figura 22 – 3^o e 4^o modos de vibração (Fonte: LEDAV)

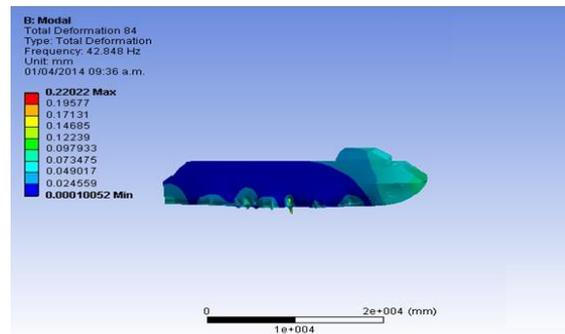


Figura 23 – 5^o modo de vibração (Fonte: LEDAV)

Notou-se que em todos 5 modos de vibração do catamarã tem-se 2 pontos que apresentam deformação considerada mínima. Estes pontos são: caverna 6 (antepera transversal estanque, a ré da Praça de Máquinas principal) e caverna 20 (antepera transversal estanque, a vante do Espaço Vazio 1).

Assim, fixou-se estas duas anteperas, impossibilitando que o navio fosse arrastado e interferindo o menos possível nas análise de esforços oferecidos pelos propulsores nas regiões de pés de galinha e pés de pinto.

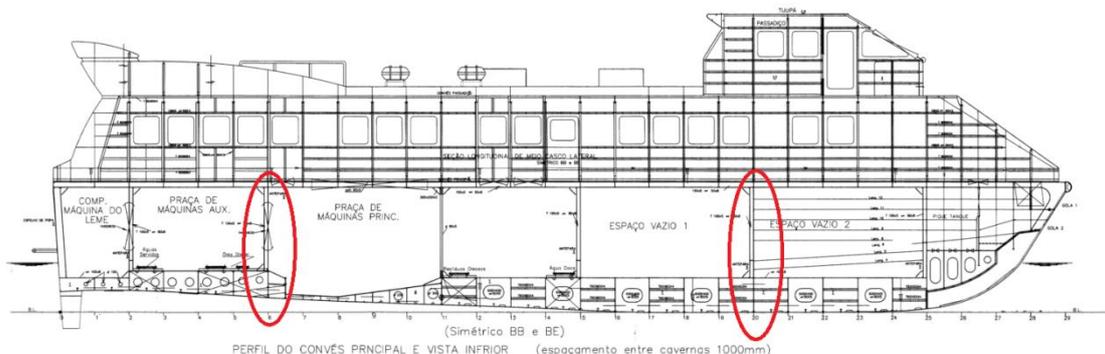


Figura 24 – Visualização dos pontos fixados da embarcação (Fonte: Barcas)

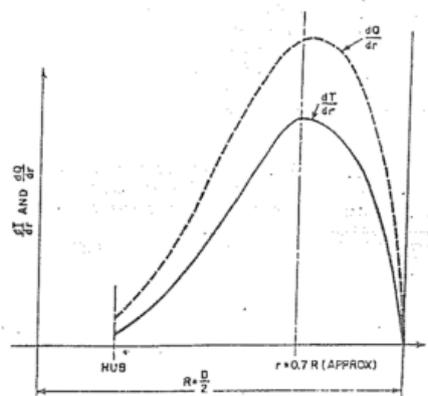
6.2 Posicionamentos dos Esforços

Para a análise correta, é preciso posicionar adequadamente onde são aplicados os esforços de força propulsiva e excitação.

Posição do empuxo no Hélice:

Por questões experimentais, devemos estimar o ponto do hélice onde o empuxo será exercido. Segundo o PNA, o campo de pressão do hélice no fluido não é sempre o mesmo em todo o raio, sendo bastante comum ter um campo reduzido para a ponta, influenciado pelo efeito da cavitação. Então, tem-se o ponto em $0,7R$ tomado como a localização que aproximada da aplicação da força propulsiva do hélice, como exemplificado na figura abaixo, onde se vê a distribuição do empuxo (T) por todo raio do propulsor.

Gráfico 2: Ponto de aplicação da força propulsiva, r aproximado (Fonte: PNA)



Assim:

$$\text{para 4 pás: } r_{4 \text{ pás}} = 0,7 * (D/2) = 367,5 \text{ mm}$$

$$\text{e, para 5 pás: } r_{5 \text{ pás}} = 0,7 * (D/2) = 350,0 \text{ mm}$$

Posição da excitação do Hélice:

Será posicionada exatamente no ponto mais extremo do hélice, isto é, o valor de $D/2$ acima da ponta do eixo propulsor.

6.2.1 Interpretação das tensões

De acordo com a sociedade classificadora ABS, os critérios para aceitação de tensões em análise numérica em estruturas são:

$$\sigma_{\text{Normal}} = 0,6 * \sigma_{\text{Alumínio}} = 54 \text{ MPa}$$

$$\tau_{\text{Normal}} = 0,4 * \sigma_{\text{Alumínio}} = 36 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{\text{Combinada (Von Mises)}} = 0,8 * \sigma_{\text{Alumínio}} = 136 \text{ MPa}$$

Onde, para o Alumínio 5052 (metal dos cascos das embarcações), o limite máximo de tensão do alumínio é $\sigma_{\text{Alumínio}} = 170 \text{ Mpa}$.

Optou-se por adotar neste projeto o critério para tensão combinada (Von Mises), pois é muito utilizado em análises estruturais pelo software ANSYS, sendo assim, o valor de 136 Mpa é a tensão máxima admissível de Von Misses para a chapa, estando esta íntegra, avariada ou reparada.

6.3 Análise Estática

Nesta análise são posicionadas as forças propulsivas e as excitações em diversas situações, destacando sempre a mais crítica que é a de maior velocidade.

6.3.1 Situação Crítica (25 nós)

Para esta situação, foram calculados e inseridos os valores do posicionamento das forças e das características propulsivas mostradas na tabela 18 do capítulo 6 deste relatório.

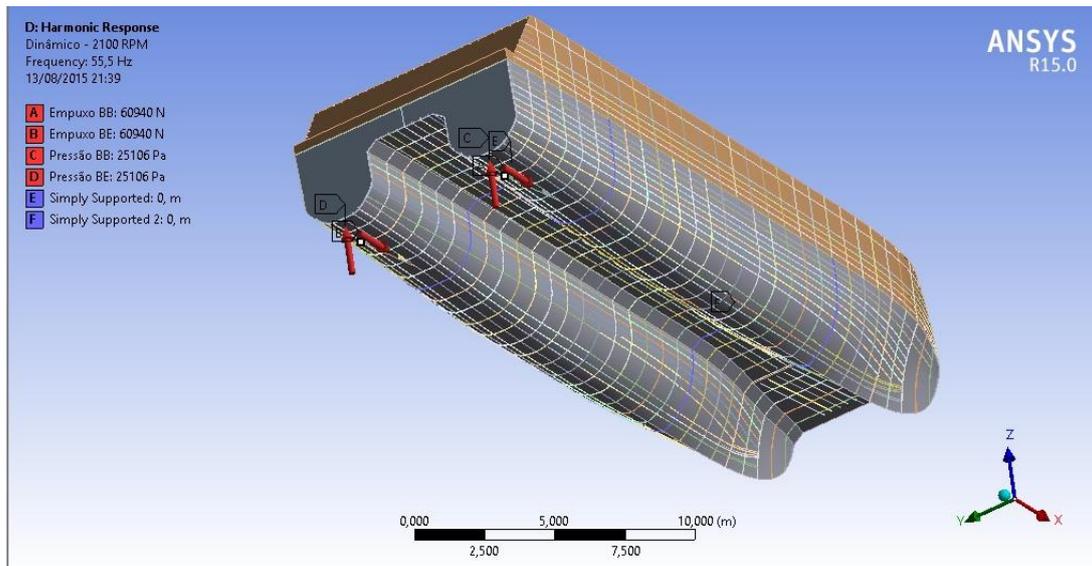


Figura 25 – Visualização do posicionamento e valores dos esforços

- Pé de Galinha 4 pás

Para a região dos pés de galinha da embarcação, foi encontrado um valor de tensão médio entre os dois bordos no valor de:

$$\sigma_{\text{P. Galinha 4 pás 25 nós}} = 61,50 \text{ Mpa}$$

Este valor está abaixo do limite máximo de tensão de escoamento, por Von Mises, que é $\sigma_{\text{Combinada}} = 136 \text{ MPa}$. Lembrando que este resultado pode ser aumentado na análise dinâmica.

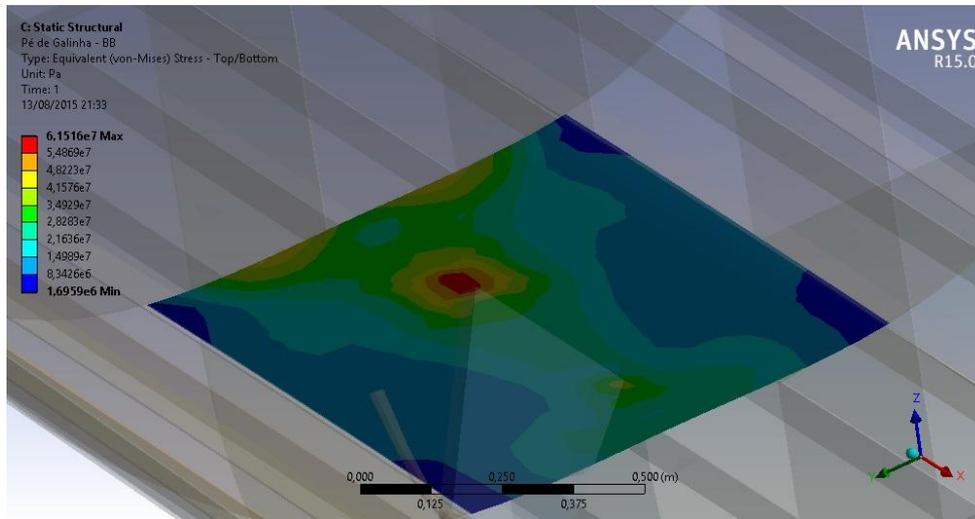


Figura 26 – Visualização da distribuição de tensões na região de Pé de Galinha

- Pé de Pinto 4 pás

Para a região dos pés de galinha da embarcação, foi encontrado um valor de tensão médio entre os dois bordos no valor de:

$$\sigma_{\text{P. Pinto 4 pás 25 nós}} = 70,15 \text{ Mpa}$$

Este valor está abaixo do limite máximo de tensões combinadas, por Von Mises, que é $\sigma_{\text{Combinada}} = 136 \text{ MPa}$. Lembrando que este resultado pode ser aumentado na análise dinâmica.

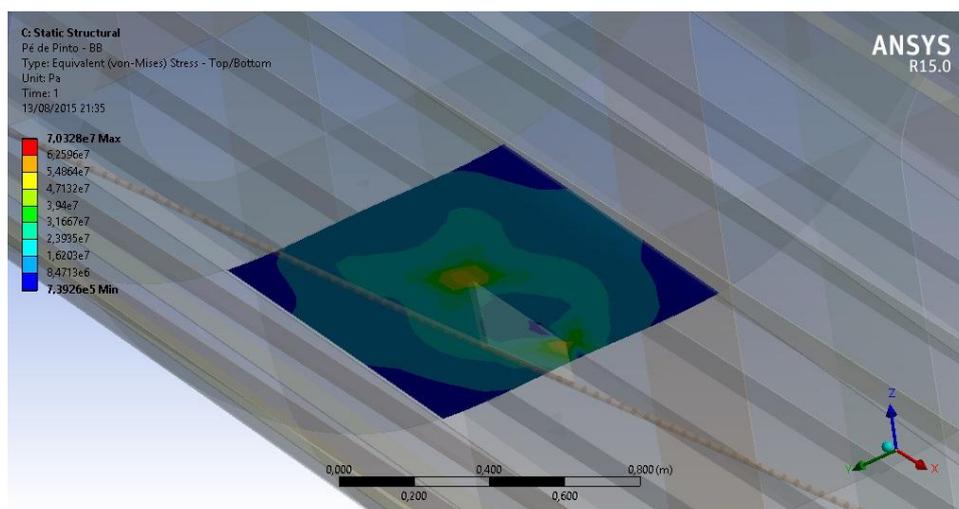


Figura 27 – Visualização da distribuição de tensões na região de Pé de Pinto

- Pé de Galinha 5 pás

Para a região dos pés de galinha da embarcação, foi encontrado um valor de tensão médio entre os dois bordos no valor de:

$$\sigma_{P. Galinha 5 pás 25 nós} = 70,25 \text{ Mpa}$$

Este valor está abaixo do limite máximo de tensão de escoamento, por Von Mises, que é $\sigma_{Combinada} = 136 \text{ MPa}$. Lembrando que este resultado pode ser aumentado na análise dinâmica.

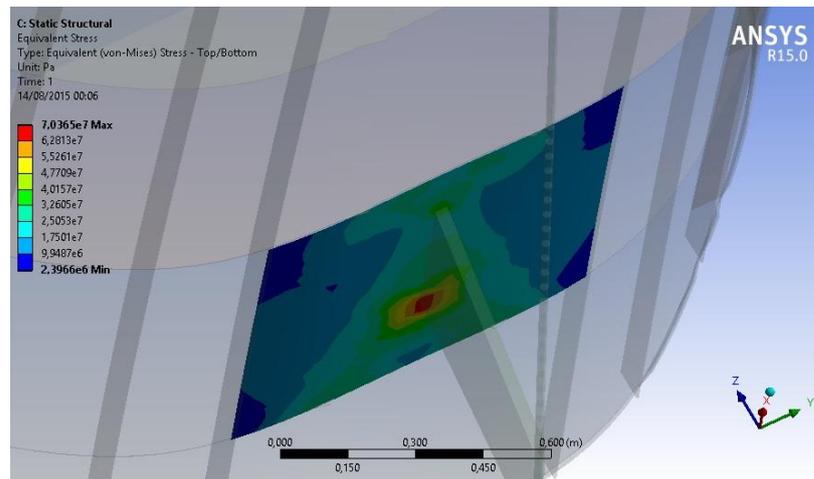


Figura 28 – Visualização da distribuição de tensões na região de Pé de Galinha

- Pé de Pinto 5 pás

Para a região dos pés de galinha da embarcação, foi encontrado um valor de tensão médio entre os dois bordos no valor de:

$$\sigma_{P. Pinto 5 pás 25 nós} = 78,05 \text{ Mpa}$$

Este valor está abaixo do limite máximo de tensões combinadas, por Von Mises, que é $\sigma_{Combinada} = 136 \text{ MPa}$. Lembrando que este resultado pode ser aumentado na análise dinâmica.

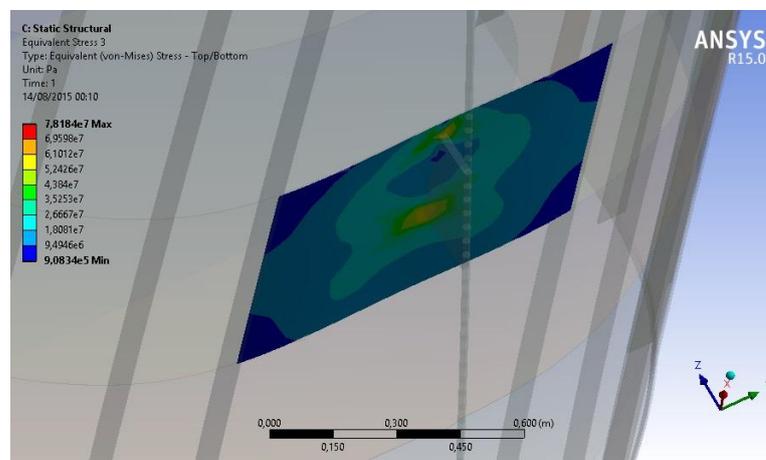


Figura 29 – Visualização da distribuição de tensões na região de Pé de Pinto

6.3.2 Demais velocidades

Nas tabelas abaixo, estão disponíveis todos os dados para a análise final, em cima das situações original e nova dos sistemas propulsivos.

Tabela 20 – Valores das análises estáticas da situação original (4 pás)

	Original (4 pás)							
	Pé de Galinha				Pé de Pinto			
	6 nós	10 nós	20 nós	25 nós	6 nós	10 nós	20 nós	25 nós
Tensão combinada (σ , Von Mises) (MPa)	20,90	23,01	47,22	61,5	22,24	25,86	42,95	70,15
Limite Máximo de Tensão (MPa)	136,0	136,0	136,0	136,0	136,0	136,0	136,0	136,0
Passou do Limite?	NÃO	NÃO	NÃO	NÃO	NÃO	NÃO	NÃO	NÃO

Tabela 21 – Valores das análises estáticas da situação nova (5 pás)

	Nova (5 pás)							
	Pé de Galinha				Pé de Pinto			
	6 nós	10 nós	20 nós	25 nós	6 nós	10 nós	20 nós	25 nós
Tensão combinada (σ , Von Mises) (MPa)	24,82	27,48	42,6	70,25	25,17	29,26	47,92	78,05
Limite Máximo de Tensão (MPa)	136,0	136,0	136,0	136,0	136,0	136,0	136,0	136,0
Passou do Limite?	NÃO	NÃO	NÃO	NÃO	NÃO	NÃO	NÃO	NÃO

6.4 Análise Dinâmica

Nesta análise, além de todos procedimentos feitos na análise estática, são inseridas as frequências nas 2 situações de velocidades mais críticas (25 nós), para 4 e 5 pás. Além de uma constante de amortecimento $c = 2$, que é usual em experimentos com estruturas navais

6.4.1 Situação Crítica (25 nós) para 4 e 5 pás

Nas figuras 30 e 31, estão disponíveis as influências das tensões equivalentes de Von Mises para a análise dinâmica.

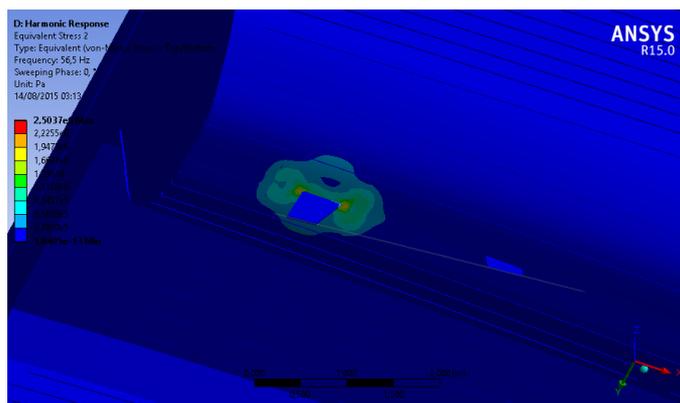


Figura 30 – Visualização tensões equivalentes (4pás)

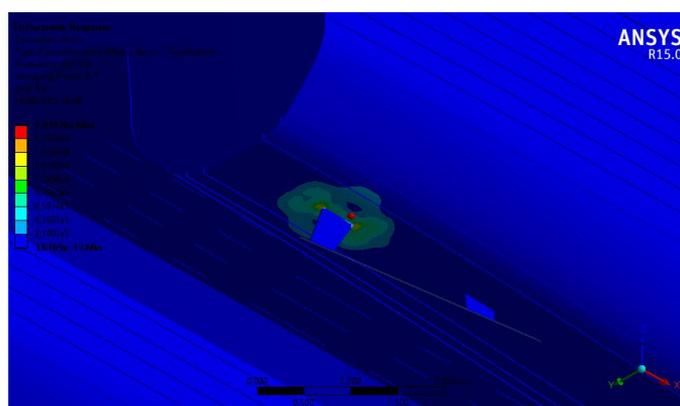


Figura 31 – Visualização tensões equivalentes (5pás)

Podemos retirar, desta análise, os valores referentes às amplitudes de frequências dos esforços atuantes na região em estudo para as condições mais críticas para 4 e 5 pás.

Tabela 22 – Valores das análises dinâmica para 4 e 5 pás

	Original (4 pás) a 25 nós		Nova (5 pás) a 25 nós	
	Pé de Galinha	Pé de Pinto	Pé de Galinha	Pé de Pinto
Amplitude (Pa)	81,493	0,231	63,927	0,045

6.3.2 Demais velocidades

Nas tabelas abaixo, estão disponíveis todos os dados dos pés de galinha e pés de pinto, das análises dinâmicas de todas velocidades, para a análise final, voltada as situações original e nova dos sistemas propulsivos.

Tabela 23 – Valores das análises dinâmica para Pé de Galinha

	Pé de Galinha							
	Nova (5pás)				Original (4 pás)			
	6 nós	10 nós	20 nós	25 nós	6 nós	10 nós	20 nós	25 nós
Amplitude (Pa)	927,40	82,95	41,54	63,93	1059,30	126,05	62,75	81,49

Tabela 24 – Valores das análises dinâmica para Pé de Pinto

	Pé de Pinto							
	Original (5pás)				Nova (4 pás)			
	6 nós	10 nós	20 nós	25 nós	6 nós	10 nós	20 nós	25 nós
Amplitude (Pa)	16,95	1,11	0,15	0,04	15,56	1,27	0,24	0,23

7- Avaliação de Resultados

Agora, após todos resultados gerados, pode-se chegar a uma conclusão sobre o trabalho desenvolvido

Na análise estática, as tensões sobre o casco apresentaram disparidades. Isto é, os esforços nas regiões de pá de galinha e pé de pinto foram maiores para a situação nova (5 pás) que para a situação original (4pás). Porém, não foi o bastante para ultrapassar a tensão máxima limite do alumínio naval da embarcação. As diferenças entre as duas situações estão apresentadas na tabela 25 e mais detalhadamente nas tabelas 20 e 21.

Tabela 25 – Porcentagens referentes à análise estática para 4 e 5pás

	Pé de Galinha				Pé de Pinto			
	6 nós	10 nós	20 nós	25 nós	6 nós	10 nós	20 nós	25 nós
Diferença ($\sigma_{5\text{ pás}} / \sigma_{4\text{ pás}}$) %	18,75	19,42	14,45	14,22	13,17	13,14	11,57	11,26

Foi observado que, embora, as forças propulsivas, as rotações dos propulsores e as excitações hélice-casco tenham diminuído, da situação original para a nova, as frequências de passagem das pás no casco aumentaram, justificando estes aumentos nos esforços das regiões em estudo.

Antes das análises dinâmicas, no capítulo 6 notou-se que a mudança de características do propulsor dos propulsores de 4 pás para o de 5 pás geraram uma diminuição significativa nas excitações hélice-casco, que pode ser vista, em forma de porcentagem, na tabela 26. Esta é uma mudança de impacto importante que ajuda a guiar para uma conclusão pertinente para o cenário apresentado neste projeto.

Tabela 26 – Porcentagens referentes às excitações hélice-casco para 4 e 5pás

	6 nós	10 nós	20 nós	25 nós
$P_z (5\text{ pás}) / (4\text{ pás}) \%$	32,12	32,41	31,06	28,57

Executando as análises dinâmicas, foi possível notar uma redução da amplitude amplitudes de frequências dos esforços atuantes na região em estudo para todas condições de velocidades de operação para 4 e 5 pás, nas tabelas 23 e 24. As amplitudes, para cada velocidade, diminuíram com a troca efetuada. Esta observação fez direcionar olhares para um fator físico que pode estar atuando como fator principal das gerações de trincas, que é o fenômeno de ressonância.

Considerações Finais

Ao final dos estudos realizados nos capítulos anteriores, podemos afirmar que, a mudança do propulsor de 4 pás para propulsor de 5 pás, aumentaram os esforços que a estrutura de popa, da embarcação catamarã, tem de responder. Porém, este aumento não chega a comprometer fisicamente a embarcação.

Então, pode-se afirmar que o aumento dos esforços não será prejudicial à embarcação nessa nova configuração do sistema propulsivo. Com isso, o problema de ressonância, entre as frequências naturais verticais do casco e as frequências de passagem das pás no casco, é reforçado como principal fator de geração de trincas.

Na configuração original (4pás), foi identificado este problema de ressonância, no estudo realizado pelo laboratório LEDAV (COPPE/UFRJ), “Identificação das Causas de Vibração Excessiva na Região de Popa de um Catamarã”, onde notou-se proximidade entre as frequências naturais verticais do casco e as frequências de passagem das pás no casco. Assim foi tomada a decisão de se propor a mudança no sistema propulsivo.

Podemos analisar, na tabela 25, que, ao se mudar o número de pás, houve aumento das frequências para cada velocidade em estudo, assim, afastando estas as frequências de excitação do propulsor no casco da condição de ressonância (apresentados na tabela 19 e repetidos na tabela 26 para melhor análise), corrigindo o problema identificado, diminuindo esse fenômeno de ressonância tão prejudicial à essa classe de catamarãs, MC 25.

Tabela 27 – Frequências para 4 e 5pás

Velocidades (nós)	Frequência pá-casco (4 pás) Hz	Frequência pá-casco (5 pás) Hz
6	15,2	19,0
10	30,1	36,7
20	45,9	51,7
25	56,0	69,2

Tabela 28 – Frequências naturais do casco da embarcação

Modo de Vibração	1	2	3	4	5
Frequência Natural (Hz)	10,35	18,12	25,01	35,23	42,85

Por fim, podemos considerar que as trincas geradas, na configuração original do sistema propulsivo, na região de pé de galinha e pé de pinto, eram muito mais influenciadas pelo fenômeno da ressonância que por uma possível sobrecarga de esforços propulsivos.

Conclusão

O estudo iniciou com as primeiras análises, conhecendo a embarcação e o problema vivenciado. Com todas características reais dos propulsores original e novo disponíveis, foi possível chegar a dados consistentes para resistências ao avanço, forças propulsivas, excitações hélice-casco, frequências, entre outras. Assim, adquirindo uma gama de informações que permitiram a execução das análises finais.

Segundo os cálculos feitos e as análises estáticas e dinâmicas, as frequências e as tensões totais combinadas, na região de pé de galinha e pé de pinto, para cada velocidade, aumentaram do propulsor original (4pás) para o propulsor novo (5pás). Além disso, houve diminuição das excitações hélice-casco e das amplitudes das tensões nas regiões em estudo.

Assim, dos dados coletados neste trabalho, o aumento das frequências e as diminuições das amplitudes apontam e reforçaram a opinião que a ressonância era o principal fator de influenciador das trincas da região de popa desta classe de embarcações. Isto porque, mesmo as tensões tendo aumentado, percebeu-se, a bordo da embarcação, que as vibrações e ruídos diminuíram de forma considerável. Sabendo da importante parcela da influência das variações ocorridas nas excitações hélice-casco.

Outro ponto a se destacar foi o conhecimento teórico e prático adquiridos durante o processo de execução deste projeto de graduação. Isto sim, é o verdadeiro ganho ao final deste trabalho, pois o conhecimento adquirido não se perde e nos prepara para outras circunstâncias na vida de um engenheiro naval.

Referências

- [1] ITTC,1975. International Towing Tank Conference – 14^o Proceedings Propeller Comite.Otawa.
- [2] Vaz, L.A., 2014 “Identificação das Causas de Vibração Excessiva na Região de Popa de um Catamarã”, 25^o Congresso Nacional de Transporte Aquaviário, Construção Naval e Offshore.
- [3] Ghose, J.P., 2004, Basic Ship Propulsion.
- [4] Classificadora ABS, 2006. “Guidance Notes on Ship Vibration”.
- [5] PNA, 1988. Principles of Naval Architecture, Volume II. Second revision.
- [6] Rao, S., 2008 “Vibrações Mecânicas”, 4ed São Paulo
- [7] Carlton, J.S.,2007. Marine Propellers and Propulsion. Butterworth-Heinemann Ltd. Oxford.
- [8] Von Mises, R.,1913. “Mechanik der festen Körperim plastisch deformablen”, Zustand. Göttin. Nachr. Math. Phys., vol. 1.
- [9] DNV Rules Part 6, Chapter 15, "Vibration Class
- [10] Trindade, Jorge, 2013. Hidrodinâmica e Propulsão. Lisboa: ENIDH.
- [11] Rao, S., 2008 “Vibrações Mecânicas”, 4ed São Paulo
- [12] American Bureau of Shipping, ABS, Part 5, Section 4.
- [13] Savitsky, D. e Brown, P.W., 1976. “Procedure for Hydrodynamic Evaluation of Planing Hulls in Smooth and Rough Water”, Marine Technology, vol. 13.