



COPPE/UF RJ

Projeto Integrado de Sistema Propulsivo com Requisito de Tração Estática

Igor Sousa Cândido

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

Orientador: Luiz Antonio Vaz Pinto

RIO DE JANEIRO - RJ
Setembro de 2012

Projeto Integrado de Sistema Propulsivo com Requisito de Tração Estática

Igor Sousa Cândido

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

Examinado por:

Luiz Antonio Vaz Pinto, D.Sc, Prof Adjunto – COPPE – UFRJ

Severino Fonseca da Silva Neto, D.Sc. Prof Associado – COPPE - UFRJ

Ulisses A Monteiro, D.Sc. - Prof Colaborador - DENO/UFRJ

Aos meus pais, Marcos e Zenaide, por terem acreditado nos meus sonhos e dedicado a maior parte de suas vidas na minha criação abdicando-se de suas vontades, única e exclusivamente pela minha felicidade e sucesso.

A minha namorada Luciana, por estar sempre ao meu lado em todos os momentos desde que nos conhecemos, me apoiando e motivando sempre.

A todos os professores que trabalharam para fazer parte do meu aprendizado, onde serão inesquecíveis, pois cada um agregou algo diferente na minha vida.

Aos meus amigos Pederassi, Capixaba e todos aqueles que fizeram parte da minha trajetória, onde em grande parte da faculdade convivemos e aprendemos.

Ao meu orientador Luiz Vaz pelas ideias, paciência e pela contribuição no resultado do trabalho.

Ao Paulo Roberto Neves e Nelson Coelho pela oportunidade e confiança que me deram em trabalhar numa empresa que sempre desejei atuar.

Índice

1 – Introdução	1
1.1 - Definição do Problema.....	1
1.2 - Objetivos	1
1.3 - Estrutura do trabalho	1
2. Definição de Bollard Pull, Tipos de Rebocadores e Sistemas de Propulsão Aplicáveis	2
2.1 - Bollard Pull	2
2.2 - Local do Teste e Requisitos da Embarcação	2
2.3 - Profundidade	3
2.4 - Comprimento do Cabo de Reboque	4
2.5 - Condições Ambientais.....	4
2.5.1 - Velocidade do Vento	4
2.5.2 - Corrente.....	4
3. Tipos de Rebocadores.....	5
4. Sistemas de Propulsão	8
5. Distribuição das Embarcações por Faixa de Bollard Pull	9
6 - Custos de Tripulação de Embarcações de Apoio Portuário	10
6.1 – Requisitos da NORMAN para tripulação em função da Potência Instalada	10
6.2 - Cálculo de Custos para Tripulação da Seção de Máquinas.....	11
7. Otimização da Potência Instalada a bordo.....	14
7.1 - Análise do volume deslocado da embarcação.....	14
7.2 - Intervalo e análise de embarcações semelhantes.....	15
7.3 - Formulação Matemática.....	16
7.3.1 - Polinomial	17
7.3.2 - Exponencial.....	17
7.3.3 - Linear	17
7.4 - Cálculo da Potência através do Volume.....	20
7.4.1 - Regressão Linear	22
7.4.2 - Regressão Exponencial	23
8 - Conceitos utilizados para Otimização da Potência Instalada Através dos Parâmetros Propulsivos.	25
8.1 - Cálculo do Sistema Propulsivo	25
8.2 - Cálculo da Resistência ao Avanço do Casco – Teoria.....	26
8.2.1 - Resistência Viscosa.....	27
8.2.2 - Resistência Residual.....	27
8.2.3 - Resistência de Onda	28

8.2.4 - Resistência Total	28
8.3 - Parâmetros para o cálculo da Resistência ao Avanço	29
8.3.1 - Coeficiente de Esteira.....	29
8.3.2 - Fator de Dedução de Empuxo (t)	29
8.4 - Eficiência do Casco	31
8.5 - Teoria para o cálculo de Hélices	32
8.5.1 - Coeficiente de empuxo.....	32
8.5.2 - Coeficiente de torque	32
8.5.3 - Eficiência ideal.....	32
8.5.4 - Variáveis geométricas do propulsor.....	33
8.5.5 - Exemplo de família	33
8.5.6 - Método de Predição de Hélices pelas Curvas kt, kq e J.....	33
9. Cálculo para condição de Bollard Pull	35
9.1 - Método de Predição de Hélices pelas Curvas $\mu - \sigma$	35
9.2 - Determinação do hélice na condição de Bollard Pull através das curvas kt, kq e J	37
10. Cálculo de Potência e Escolha do Motor.....	39
11. Estudo de Desempenho de Motores	41
11.1 - Ratings.....	41
11.2 - Curva de Desempenho	42
12 - Interações Casco – Motor – Hélice	45
12.1 - Tolerâncias para o Casco, Motor e Hélice	46
13. Estudo de Caso	48
13.1 - Definição do Problema.....	48
13.2 - Análise Motor – Hélice	50
13.3 - Estudo da planta real projetada e instalada a bordo	51
13.3.1 - Cálculo do Sistema Propulsivo original da embarcação	51
13.4 - Utilização Motor x Propulsor.....	54
13.5 - Modelagem do Casco	55
13.6 - Determinação da Resistência ao Avanço	56
13.6.1 - Comparação da resistência com o rebocador navegando e em condição de Tração Estática	58
13.7 - Cálculos dos Parâmetros Propulsivos	59
13.7.1 - Método 01	59
13.7.2 - Método 02	61
13.8 - Análise Qualitativa dos Resultados propostos para os Métodos de Determinação da Potência Instalada.....	63
13.8.2 - Método 02	64

13.9 - Análise Quantitativa.....	65
13.9.1 - Método 01	66
13.10 - Alternativas dimensionais para otimização da potência	68
13.11 - Geração de Resultados Satisfatórios	70
13.12 - Validação dos resultados obtidos através das curvas kt, kq e J para o Método 01.....	73
13.11.1 - Validação dos resultados pelas curvas	77
14 - Tomada de Decisão do projeto proposto.....	82
14.1 - Definição do Método.....	82
14.2 - Resumo do Estudo de Caso.....	82
15 - Otimização pela determinação da Tonelada de Tração Estática e Potência Instalada Através da Fixação dos Coeficientes Propulsivos.....	84
16 - Determinação das Características Principais para Encontrar a Eficiência do Casco Ótima.....	89
16.1 - Determinação das Características Principais.....	90
17 - Uso de formulações diretas para o cálculo de Bollard Pull.....	92
18 - Conclusão	94
19 - Referências Bibliográficas	96

1 – Introdução

1.1 - Definição do Problema

Uma das grandes discussões a respeito de rebocadores entre os armadores no Brasil é a da potência instalada a bordo, onde através da Norma da Marinha (NORMAN 01 – Seção II) é explicitado que para embarcações com potência instalada maior que 3.000 kW, são necessários serem tripuladas com um Segundo Oficial de Máquinas.

Um dos efeitos desse regulamento é aumento do custo operacional. Soma-se a isso a dificuldade de encontrar mão-de-obra especializada para o mercado naval e offshore, um mercado de demanda de mão de obra e altos salários.

1.2 - Objetivos

A legislação vigente estabelece que embarcações com potência instalada acima de 3000 kW devem contar com 2º oficial de máquinas em sua tripulação. Existe uma categoria de rebocadores que operam um pouco acima dessa potência por força de seus requisitos de tração estática. A principal motivação deste trabalho é investigar possíveis ações para redução da potência instalada dessas embarcações, mantendo sua capacidade de tração estática. Dentre ações destacam-se alterações na forma do casco e no projeto dos propulsores.

A embarcação estudada, com 55 ton de Bollard Pull tem potência instalada de 3.280 kW, e com a redução de 280 kW há uma diminuição do custo operacional para a empresa.

1.3 - Estrutura do trabalho

O desenvolvimento do trabalho é dado através de estudo da redução do custo da tripulação, tentativas de redução da potência instalada através da redução do volume da embarcação e análise de regressão linear, conceitos para otimização do binômio motor x hélice e estudo de caso para verificar a viabilidade ou não da redução da potência a bordo, mantendo a mesma capacidade de Bollard Pull.

A análise do resultado obtido será comparado às formulações usualmente utilizadas por projetistas para cálculos do Bollard Pull e potência instalada, uma vez que a proposta do trabalho não é partir destas equações para redução da potência, mas sim utilizar os conceitos empregados para a determinação do sistema propulsivo através das curvas, kt, kq e J, determinação das eficiências do casco e conseqüentes cálculos de potências requerida e disponível.

Espera-se assim, suscitar a discussão sobre a utilização dos métodos para determinação da potência a bordo par rebocadores e também analisar outras interfaces do projeto, tais como tripulação, automação que podem fazer do rebocador mais rentável operacionalmente.

2. Definição de Bollard Pull, Tipos de Rebocadores e Sistemas de Propulsão Aplicáveis

Neste tópico será visto sucintamente a definição de Bollard Pull, tipos de rebocadores existentes atualmente no mercado da navegação, suas aplicações e os sistemas propulsivos adequados para cada operação.

2.1 - Bollard Pull

Bollard Pull pode ser traduzido como tração estática e representa a capacidade de reboque estático de uma embarcação. O teste é feito através de um cabo amarrado ao barco e a um ponto fixo, em geral um cabeço, e para medição é utilizada uma célula de carga.

O Bollard Pull é um estado “abstrato” que não pode ser alcançado em operação real devido a dois fatores: o primeiro é que as hélices alteram a velocidade da água à medida que giram, portanto, nunca “veem” a água a uma velocidade zero e o segundo é que os motores não conseguem atingir máxima RPM em velocidades de reboque devido a uma relação RPM versus torque de diminuição [18].

A condição da estaca de amarração, entretanto, é em geral usada como um "critério de mérito" para aplicações de reboque, onde, em outras palavras, ainda que nunca seja atingida, a propulsão na condição do rebocador fornece um meio simples de se comparar uma hélice com a outra em um cenário de reboque.[18]

Durante os testes, deve-se certificar sobre a segurança do local escolhido, da tensão de ruptura do cabo, das condições climáticas, onde estas são normatizadas pelas classificadoras, uma vez que pode afetar diretamente o resultado.

Como referência para alguns requisitos de testes para o Bollard Pull, é dado abaixo informativo técnico da Naval Sul Ltda [18].

Os procedimentos descritos abaixo tem a função de padronizar os testes de tração de amarração e assegurar que estes sejam efetuados em locais diferentes ou com diferentes barcos, garantindo a compatibilidade dos mesmos.

Visando uma comparação razoável, os testes não são realizados em condições de operação normal, uma vez que seria impossível manter velocidade zero, não sendo possível determinar a tração máxima. Este informativo técnico traz requisitos de segurança assim como condição do barco e condições ambientais.

2.2 - Local do Teste e Requisitos da Embarcação

Alguns fatores importantes devem ser considerados para a realização do teste de Bollard Pull, sendo que o melhor local para amarração é um cais com ramificações, ou seja, sem paredes ou obstruções, permitindo o fluxo do hélice fluir através o cais.

Caso seja escolhido um cais sólido, o ponto de amarração deverá ser posicionado de forma que o fluxo gerado pelos hélices estejam livres, conforme as figuras 1 e 2.

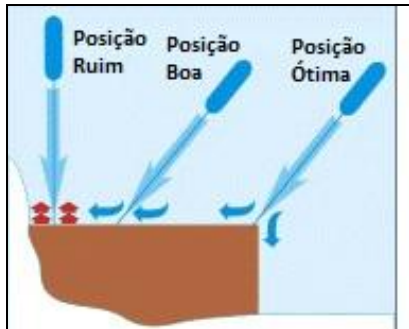


Figura 1 – Fonte: Navalsul

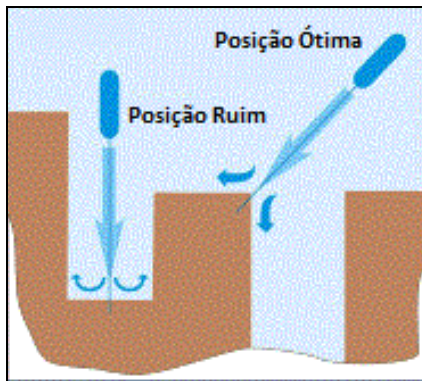


Figura 2 – Fonte Navalsul

2.3 - Profundidade

Visando obter um resultado de Bollard Pull satisfatório, a profundidade em torno e abaixo do rebocador, deve ser a maior possível, evitando assim a circulação da água em torno deste. Este é gerada pelo movimento da hélice e pela quantidade de água disponível abaixo e nas periferias da embarcação, quanto menor a profundidade, maior a circulação da água, menor a tração de amarração. A tabela abaixo mostra a relação da força propulsiva com a profundidade do local.

Potência Propulsiva Total (kW)	Profundidade Abaixo da Quilha (m)
1.000	12,2
1.500	13,8
2.000	15,0
2.500	16,0
3.000	16,8
3.500	17,5
4.000	18,1
4.500	18,7
5.000	19,2

Tabela 1

2.4 - Comprimento do Cabo de Reboque

Geralmente os testes de Tração Estática são realizados em águas confinadas e cais sólidos e para evitar a circulação de água, o que prejudica o desempenho da embarcação, devemos utilizar um cabo de reboque com um maior comprimento possível, porém que não ultrapasse os valores estipulados na tabela abaixo.

Potência Propulsiva Total (kW)	Comprimento do Cabo (m)
1.000	153
1.500	179
2.000	200
2.500	216
3.000	230
3.500	242
4.000	252
4.500	261
5.000	270

Tabela 2

2.5 - Condições Ambientais

A influência do vento e da corrente pode ser significativa nos resultados dos testes; logo, os requisitos seguintes deverão ser atendidos.

2.5.1 - Velocidade do Vento

A velocidade do vento durante os testes não deve ultrapassar 5 m/s e caso houver ocorrência de rajadas fazendo com que hajam guinadas significativas, o teste deverá ser cancelado e iniciado novamente.

2.5.2 - Corrente

Os testes deverão ser realizados em águas sem corrente ou não deverá ser superior a 1 nó (corrente de 1 nó na proa corresponde a uma queda na tração de amarração de aproximadamente 4%).

Em áreas com corrente de maré, deve-se ter uma atenção especial com o momento do teste, onde estes deverão começar de 1 a 1,5 hora antes da maré alta, quando a velocidade da corrente é inferior a 1 nó e o nível da água está ligeiramente abaixo do máximo e nesse momento permitirá um novo teste, caso necessário.

3. Tipos de Rebocadores

Os tipos mais comuns de rebocadores utilizados no mercado são dados abaixo com figuras representativas para melhor ilustração:

Azimuth Stern Drive (ASD) (Zpeller): é um rebocador com hélices convencionais, e linhas de eixo que podem ser substituídos por unidades de propulsão azimutal, que tem um poder de giro de 360 graus em torno do eixo da embarcação.

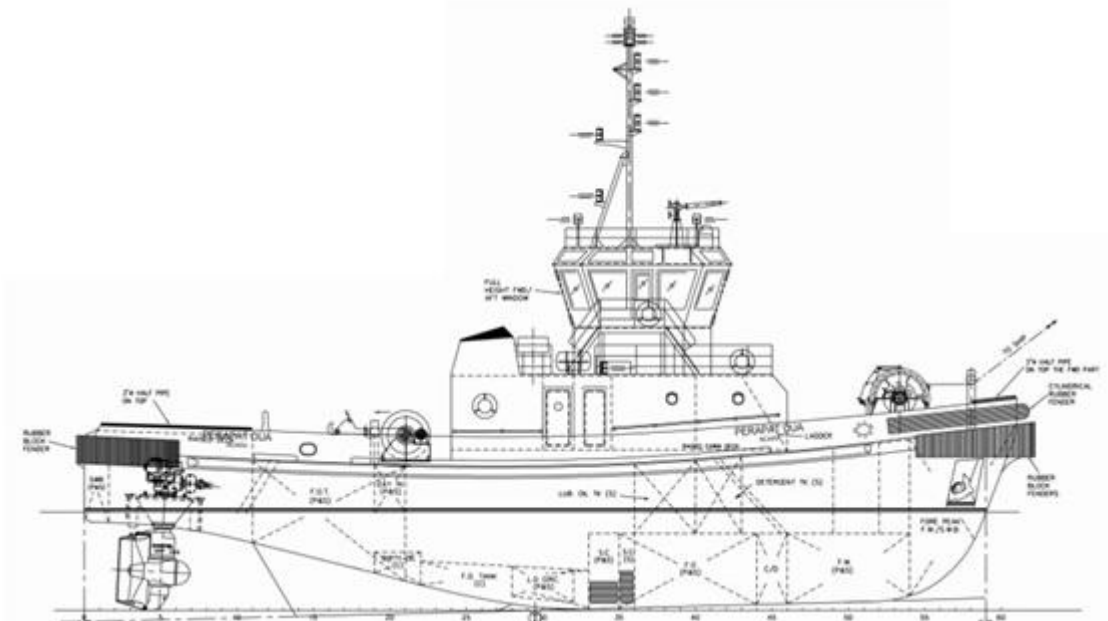


Figura 3 - ASD

Rebocadores Tratores: o termo “trator” é usado para aquelas embarcações onde a unidade de propulsão é localizada a um - terço da proa, sendo a principal diferença para os rebocadores tipo ASD.

Os rebocadores do tipo “trator” podem ser do tipo Voith Schneider (VS) ou com unidade de propulsão azimutal (TAT).

Voith Schneider Propeller (VSP): com hélices cicloidais que gira em torno do eixo vertical, sendo similar aos rotores de um helicóptero, que trás grande poder de manobra aos operadores.

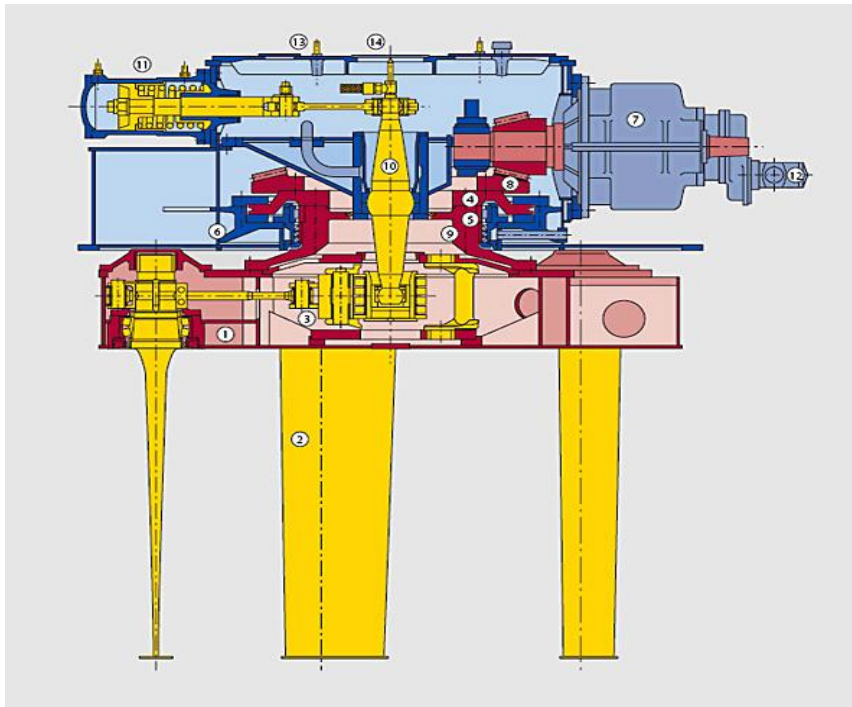


Figura 4 - Voith Schneider Propeller

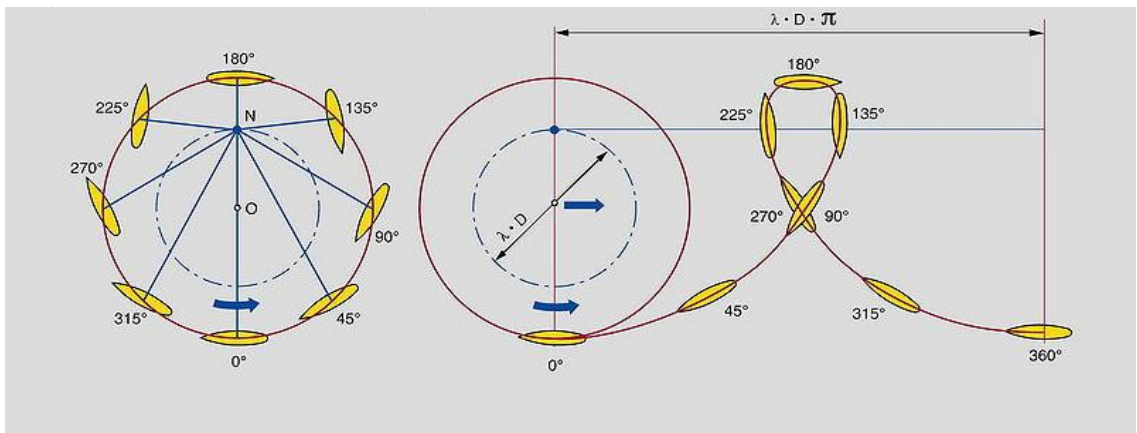


Figura 5 - Movimento do VSP

Tractor Azimuthing Tugs (TAT): surgiu nos anos 70 como uma alternativa para substituir o sistema Voith Schneider, sendo propulsados com hélices de rotação não cíclicas, sendo da forma que vê-se da forma mais comum na América do Sul.

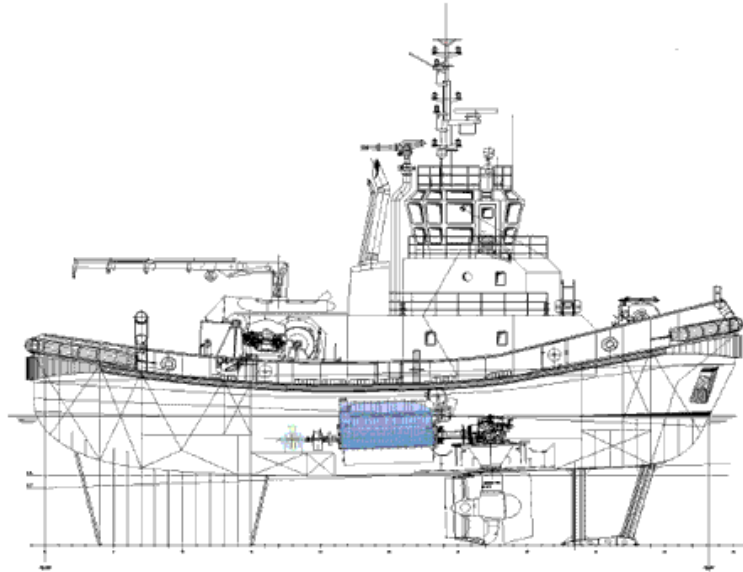


Figura 6 - TAT

4. Sistemas de Propulsão

A tabela 3 apresenta um resumo dos vários sistemas de propulsão utilizados em embarcações com requisitos de tração estática:

Sistema Propulsivo	Função	Tipo de Rebocador	Manobrabilidade
Hélices tipo convencional	Propulsão utilizada somente para vante, não permitindo alterações de rumo	Embarcações convencionais com um ou dois eixos hélices	Limitada
Tubulão	Aumentar a condição de Bollard Pull, sendo dotado de uma proteção tubular em torno do hélice, podendo ser fixa ou móvel	Embarcações convencionais, tratores e propulsão à ré. Não sendo utilizado em embarcações com sistema Voith Schneider	Não Aplicável
Hélice de Passo Controlável	O passo do hélice pode ser ajustado, aumentando o empuxo desejado.	Embarcações oceânicas, convencionais, tratores e propulsão a ré	Aumenta significativamente
Propulsão Azimutal	O propulsor pode girar a 360°	Tratores, Harbour e Apoio Portuário	Excelente, principalmente para operações de amarração.
Propulsores Voith Schneider	O sistema propulsivo gira em torno de um eixo vertical. Há mudança da angulação das pás, alterando o passo.	Tratores	O controle da operação é superior aos outros tipos de sistemas, porém a relação Bollard Pull x BHP é baixa.
Bow Thruster	Instalado a vante a embarcação, provê movimentos laterais, aumentando a capacidade de manobra, melhorando a funcionalidade dos rebocadores	Todo tipo de embarcação, exceto tratores. Não é usual ser utilizado, sendo suprida nos projetos pela propulsão azimutal. Amplamente utilizado em terminais com grande movimento devido ao aumento da capacidade de manobra. No Brasil não há rebocadores com este tipo, sendo amplamente utilizada em navios de apoio offshore.	Excelente, principalmente se utilizado com propulsores azimutais.

Tabela 3

5. Distribuição das Embarcações por Faixa de Bollard Pull

Este tópico foi elaborado apenas como informativo para se possa visualizar como estão distribuídas as embarcações de reboque em função da capacidade de Tração Estática, sendo representados por uma amostra de 194 embarcações utilizadas no estudo de semelhantes no presente trabalho.

Em breve análise tem-se que aproximadamente 50% das embarcações estão entre a capacidade de 40 a 60 toneladas, embora seja sabido que as características dos rebocadores dependem das expectativas de atendimento às embarcações no porto, sendo definidas pelos armadores.

Como dito anteriormente, tal gráfico é meramente informativo para o projeto a respeito da distribuição dos rebocadores em função da Tonelada de Tração Estática, não sendo consideradas embarcações de apoio a plataforma com este requisito.

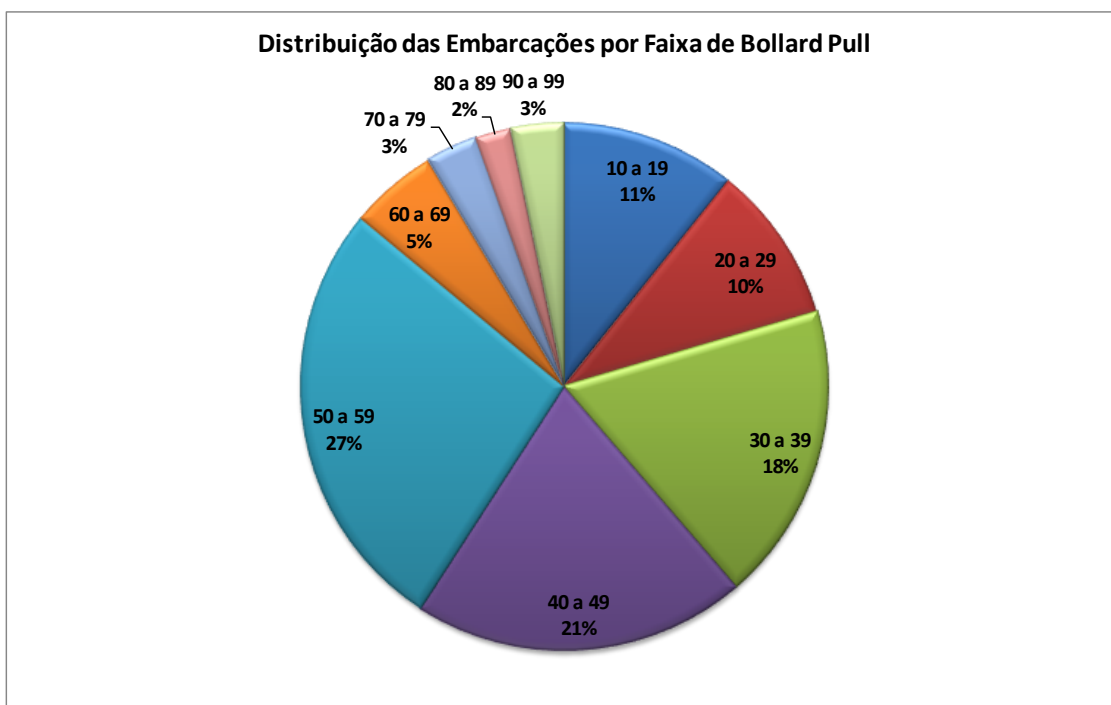


Figura 7

6 - Custos de Tripulação de Embarcações de Apoio Portuário

Para que se possa avaliar o impacto da redução de um tripulante nos custos de operação anual de um rebocador, neste tópico será avaliado quantitativamente esse efeito. Foram utilizados valores atuais, baseados no salário base e obrigações trabalhistas.

6.1 – Requisitos da NORMAN para tripulação em função da Potência Instalada

De acordo com a NORMAN 01, para embarcações de Apoio Marítimo, as Diretrizes Específicas para Elaboração do CTS (Cartão da Tripulação de Segurança) informa que para o Sistema de Máquinas, esta dotação deverá ser em função da Notação de Grau de Automação da Praça de Máquinas (NGAPM).

O grau de notação são atribuídos em tipos de A a F, admitindo-se pequenas alterações de acordo com a característica de operação das embarcações e são atribuídas pelas Sociedades Classificadoras reconhecidas pela Marinha do Brasil, onde a Tabela Básica de Tripulantes para Embarcações de Apoio Marítimo é expressa em função dos tipos de grau estabelecidos.

Segue abaixo para a Seção de Máquinas as Tabelas de Tripulantes para Embarcações de Apoio Marítimo, sendo retiradas “*ipsis literis*” da NORMAN 01.

- a) Embarcações de Apoio Marítimo com AB menor que 500 e Potência Instalada maior que 1.000 kW e menor que 3.000 kW:

TIPO DE GRAU	CATEGORIA/QUANTIDADE			TOTAL
	CDM	MNM	MOM	
A	2	2	-	4
B	2	1	1	4
C	2	1	-	3
D	2	1	-	3
E	2	-	1	3
F	2	-	-	2

Tabela 4

- b) Embarcações de Apoio Marítimo com Potência Instalada maior que 3.000 kW:

TIPO DE GRAU	CATEGORIA/QUANTIDADE					TOTAL
	1OM	2OM	CDM	MNM	MOM	
A	1	1	1	1	1	5
B	1	1	-	1	1	4
C	1	1	-	1	1	4
D	1	1	-	1	-	3
E	1	1	-	1	-	3
F	1	1	-	-	1	3

Tabela 5

É válido informar que não estão sendo analisados e avaliados os custos para a Seção de Convés, uma vez que esta varia somente com o valor da Arqueação Bruta das embarcações, não sendo o caso das embarcações objeto de estudo deste projeto, uma vez que são menores que 500 AB:

FUNÇÃO	ARQUEAÇÃO BRUTA					
	AB menor ou igual a 50	AB maior do que 50 e menor ou igual a 100	AB maior do que 100 e menor ou igual a 300	AB maior do que 300 e menor ou igual a 500	AB maior que 500 e menor ou igual a 3000	AB maior que 3000
Comandante	MOC (limitado até 20 MN)	MNC (limitado até 20 MN)	CTR II/3 (s/restrrição em AJB);	MCB II/3 (s/restrrição em AJB) + IV/2;	1ON/2ON II/2 (s/restrrição em AJB) + IV/2	CCB/1ON(*) II/2+ IV/2
			II/4 até 20 MN	II/4 até 20 MN		
Imediato	MOC (limitado até 20 MN)	MNC (limitado até 20 MN)	CTR II/3 (s/restrrição em AJB);	MCB II/3 (s/restrrição em AJB) + IV/2;	2ON II/2 (s/restrrição em AJB) + IV/2;	1ON II/2+ IV/2
			II/4 até 20 MN	II/4 até 20 MN	MCB II/3 com restrições de AB até 1600 e 20 MN.	
Quarto de Navegação	-	-	-	-	(*4)	2ON II/1 + IV/2
Fainas de Convés	-	-	-	1 MOC	1 MNC	1 MNC e 1 MOC
Oficial de Radiocomunicações	(*1)	(*1)	(1*)	(*2)	(*2)	(*2)
ENF/ASA	-	-	(*3)	(*3)	(*3)	(*3)
Cozinheiro	-	-	CZA	CZA	CZA	CZA
Taifeiro	-	-	-	TAA	TAA	TAA

Tabela 6

As siglas para as funções a bordo são dadas por:

CDM: Condutor de Máquinas
 MNM: Marinheiro de Máquinas
 MOM: Moço de Máquinas
 1OM: Primeiro Oficial de Máquinas
 2OM: Segundo Oficial de Máquinas
 MCB: Mestre de Cabotagem
 MOC: Moço de Convés
 MNC: Marinheiro de Convés
 1ON: Primeiro Oficial de Náutica
 2ON: Segundo Oficial de Náutica

6.2 - Cálculo de Custos para Tripulação da Seção de Máquinas

Depois de estudadas as modificações na tripulação referentes a Seção de Máquinas devido ao aumento da potência propulsiva, serão abordados neste tópico, os custos referentes aos salários e as suas comparações, tendo como objetivo comparar financeiramente estas mudanças.

Os encargos salariais calculados foram baseados em acordos coletivos reais, onde não são considerados adicionais, tais como Participação nos Lucros e Resultados, Vale Alimentação, Auxílio Viagem, Dissídios, Gratificações, gastos com demissões, etc.

A referência legal para os encargos apresentados é a chamada Soldada Base para as funções a bordo, e serão comparadas as folhas salariais de uma empresa, considerando as tripulações para embarque em embarcações de Apoio Marítimo com Potência Instalada maior e menor que 3.000 kW.

Encargos Salariais Tripulação de Seção de Máquinas - Potência Instalada Menor que 3.000 kW - Em Reais (R\$)				
Remuneração	CDM	MNM	MOM	Folha Completa
Soldada Base	716,15	475,88	337,45	1.529,48
Adicional de Insalubridade	286,46	190,35	134,98	611,79
Adicional Noturno	145,15	99,28	72,85	317,28
Horas Extras	692,20	529,49	388,55	1.610,24
Etapa	61,82	61,82	61,82	185,46
Dobra de Remuneração	316,96	226,14	165,94	709,04
Total	2.218,74	1.582,96	1.161,59	4.963,29

Tabela 7

Encargos Salariais Tripulação de Seção de Máquinas - Potência Instalada Maior que 3.000 kW - Em Reais (R\$)						
Remuneração	1OM	2OM	CDM	MNM	MOM	Folha Completa
Soldada Base	1.110,54	913,45	716,15	475,88	337,45	3.553,47
Adicional de Insalubridade	444,22	365,38	286,46	190,35	134,98	1.421,39
Adicional Noturno	220,44	182,82	145,15	99,28	72,85	720,54
Horas Extras	1.175,69	975,02	692,20	529,49	388,55	3.760,95
Etapa	61,82	61,82	61,82	61,82	61,82	309,10
Dobra de Remuneração	502,12	416,41	316,96	226,14	165,94	1.627,57
Total	3.514,83	2.914,90	2.218,74	1.582,96	1.161,59	11.393,02

Tabela 8

Para melhor verificação, é apresentado um gráfico acumulado de pagamentos salariais ao longo de um ano, onde a diferença entre as folhas é aproximadamente de R\$ 77 mil anuais por tripulação e para somente uma embarcação.

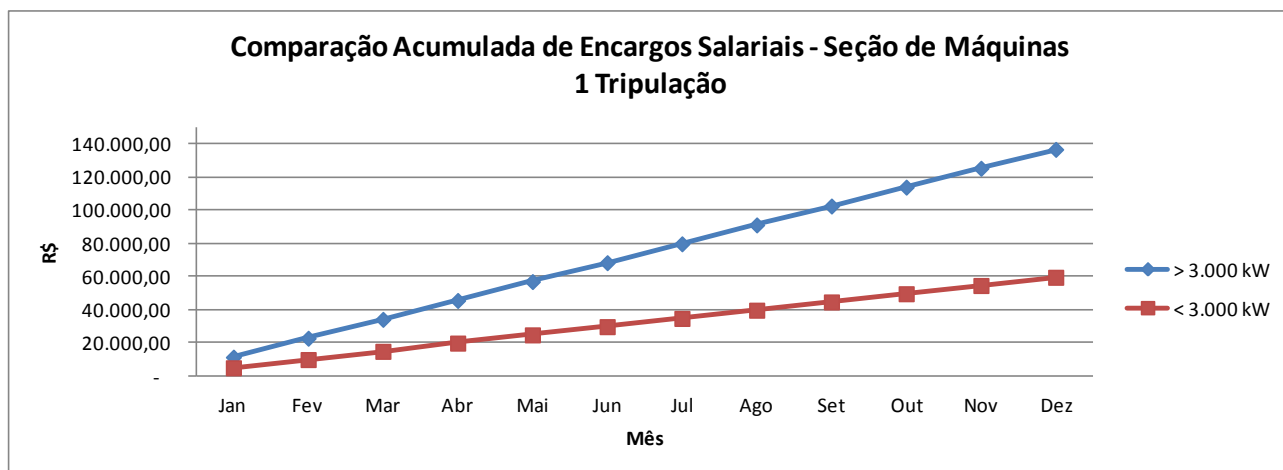


Figura 8

Sabendo-se que a operação de uma embarcação é dotada de ao menos duas tripulações para revezamento, esta diferença para cada embarcação sobe para R\$ 154 mil anuais por embarcação, ou seja, tendo a empresa uma frota, este valor deverá ser multiplicado para cada embarcação.

Cabe ressaltar novamente, que estes valores apresentados são os mínimos operacionais para atender a legislação, onde sabe-se que não é o formal praticado no mercado, onde pressupõe-se que devido ao aumento, esta defasagem torna-se maior.

Conforme apresentado, um dos fatores preponderantes e motivadores do presente projeto é obter a redução da Potência Instalada de 3.280 kW para 3.000 kW, visando a redução dos custos operacionais, além de garantir uma maior oferta de mão-de-obra para o armador, uma vez que a escassez de profissionais com a qualificação de oficiais é maior devido a demanda.

7. Otimização da Potência Instalada a bordo

Um dos principais objetivos deste trabalho é determinar um sistema propulsivo que permita reduzir a potência instalada da embarcação para que esta seja menor que 3.000 kW, uma vez que conforme visto anteriormente este é o limite para que a tripulação não precise ser composta por oficiais de máquinas o que aumenta o custo operacional.

Para o projeto, duas alternativas serão avaliadas face à redução da Potência Instalada e serão descritas em tópicos específicos:

1. Análise do volume deslocado da embarcação
2. Análise nos parâmetros de propulsão

A análise do volume deslocado da embarcação é com objetivo de explicitar uma alternativa simplificada ao sistema propulsivo, trazendo uma forma diferenciada de solução para embarcações com requisitos de Tração Estática.

Para a análise do volume deslocado para otimização da Potência Instalada serão estudadas linhas de tendência de embarcações semelhantes, onde o maior objetivo é encontrar uma formulação matemática representativa e que possa ser utilizada como referência para a determinação da Potência Instalada em função do Bollard Pull e das dimensões principais das embarcações.

Para a análise dos parâmetros de propulsão, será realizado um estudo de caso com uma embarcação de 55 t de Tração Estática com Potência Instalada de 3.280 kW, sendo abordados principalmente os resultados para motor e hélice.

Desta forma, no presente trabalho busca-se levar em consideração todos os aspectos que podem interferir no sistema propulsivo de uma embarcação, sendo casco – motor – hélice, desenvolvendo assim formulações e análises para redução e otimização da potência instalada a bordo.

7.1 - Análise do volume deslocado da embarcação

Conforme dito anteriormente, com objetivo de realizar o estudo da redução da Potência Instalada através da redução do volume deslocado, foram estabelecidas algumas etapas para que os dados pudessem ser analisados com um menor erro.

Tais etapas são consideradas como referência para a consolidação dos dados e amplamente utilizadas no estudo de embarcações, onde para cada uma será descrito o que foi considerado para os cálculos, bem como os resultados obtidos.

Abaixo são descritas as etapas consideradas:

1. Coleta e análise de embarcações semelhantes;
2. Após determinada a relação de embarcações semelhantes e analisadas algumas condições, o passo agora é estabelecer relações entre volume do casco, Potência Instalada, Toneladas de Tração Estática;

3. Para este passo ser concluído com êxito, é primordial determinar quais as condições de contorno necessárias para um dado intervalo de embarcações, pois com isso pode-se ganhar tempo na análise, excluindo aquelas não estejam dentro de um padrão para otimização;
4. Estabelecer uma formulação para otimização e conseqüentemente validá-la para ser utilizada como uma ferramenta de projeto.

7.2 - Intervalo e análise de embarcações semelhantes

Para que a otimização do sistema propulsivo de uma embarcação funcione, é necessário primeiramente que se estabeleça o que deve ser feito e os resultados que se desejam alcançar.

O intervalo de embarcações utilizado serve basicamente para nortear as análises para redução da potência, levando em consideração aquelas que têm potencial para análise e excluindo-se aquelas que caso melhorados os valores de potência, os resultados não são satisfatórios, tais como aquelas com potência maiores que 4.000 kW.

Desta forma, serão avaliados alguns casos e com isso tomadas algumas decisões do que pode ser feito para reduzir a potência e manter o Bollard Pull da embarcação, pela análise do volume da embarcação.

Pode-se observar através das tabelas e dos gráficos abaixo que aproximadamente 60% das embarcações relacionadas estão na faixa entre 3.000 kW e 4.000 kW e na faixa de Toneladas de Tração Estática entre 46,6 t a 58 t.

Algo importante a se observar é a não uniformidade dos projetos, onde se tem que para a mesma Tonelada de Tração Estática, têm-se potências diferentes para volumes de cascos diferentes, ou seja, para uma mesma série não se tem valores únicos e uma otimização visando a legislação brasileira é bem vinda para redução de custos.

Após feita uma primeira verificação das embarcações semelhantes, será analisado caso a caso as embarcações que podem ter seus sistemas otimizados.

Depois de analisados os dados, e com a certeza que se pode utilizar uma formulação matemática, onde adotou-se a regressão linear, para otimização do sistema propulsivo de um rebocador, tem-se abaixo os resultados obtidos.

No.	Vol.	TTE	Potencia	
			BHP	kW
1	629,43	46,60	4023	2999,95
2	746,06	55,00	4200	3131,94
3	674,92	51,14	4290	3199,05
4	774,50	55,00	4400	3300,00
5	800,00	55,00	4533	3380,00
6	671,02	65,00	4750	3542,07
7	813,83	56,00	4930	3676,30
8	752,44	58,00	4930	3676,30
9	818,74	73,00	5554	4141,62
10	844,95	62,00	5600	4175,92
11	752,44	68,00	5600	4175,92
12	1036,00	75,00	6303	4700,00
13	1482,37	91,00	7241	5399,61
14	1386,07	94,70	7268	5419,75

Tabela 9

Observando a tabela acima, tem-se uma curva de tendências, e como resultado, tem-se que os valores de Bollard Pull referente as embarcações de números 6 e 10, onde para 65 ton o volume da embarcação é menor que para a capacidade de 62 ton.

Isto indica ser possível ter potências menores tendo valores de Bollard Pull aproximados, estando ligados diretamente ao volume do casco calculado, ou seja, há uma relação direta entre esses requisitos.

A tabela 10 mostra a relação entre Potência e Volume Deslocado de uma embarcação com 55 ton de BP, tendo os valores retirados da tabela 10.

No.	Volume m³	TTE ton	Potência	
			BHP	kW
1	746,06	55,00	4200	3131,94
2	740,00	55,00	4400	3230,00
3	774,50	55,00	4400	3300,00
4	800,00	55,00	4533	3380,00
5	850,00	55,00	4694	3500,00

Tabela 10

7.3 - Formulação Matemática

Após definido qual intervalo de dados a ser estudado, a etapa final é definir uma formulação matemática que possa descrever o comportamento da relação entre volume deslocado versus potência.

Dos valores da tabela 10, foram feitos gráficos que pudessem verificar a melhor relação entre Volume do casco e Potência com objetivo de otimizar os valores de Comprimento, Boca e Calado da embarcação e com isso reduzir a Potência, porém com os mesmos valores de Bollard Pull, sendo previamente determinados.

O gráfico dado como referência é dado abaixo, na figura 9, onde a partir deste foram inseridas Linhas de Tendência que melhor pudessem corresponder à relação desejada, tendo a equação e o Erro absoluto mostrados em cada um.

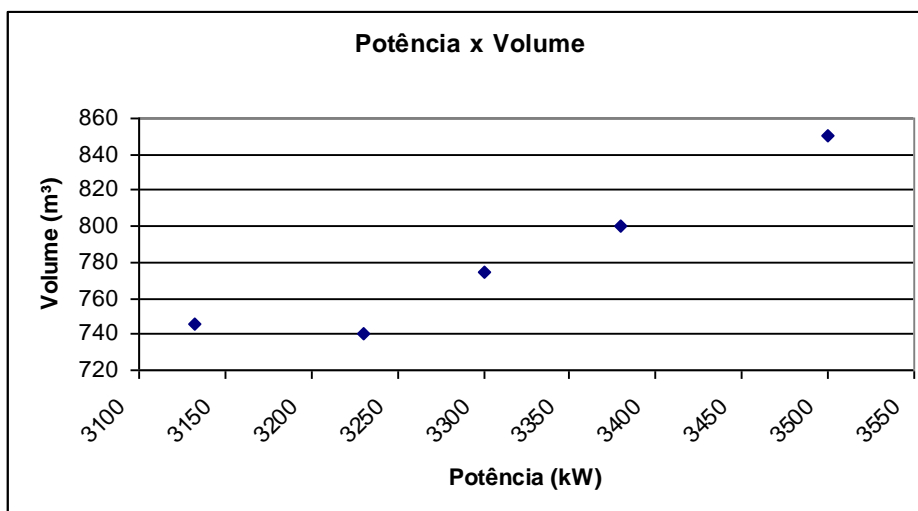


Figura 9

Tais gráficos, figuras 10 a 12, foram elaborados com o objetivo de determinar a melhor relação baseada nas Linhas de Tendência dos pontos, com menor Erro Relativo e consequentemente a equação que será utilizada para estudo de otimização da potência.

Para melhor ilustrar o que é utilizado, uma Linha de Tendência é uma representação gráfica de tendências em séries de dados, e são usadas para o estudo de problemas de prognóstico, também denominado análise de regressão e para o presente projeto, as linhas utilizadas são definidas abaixo:

7.3.1 - Polinomial

Uma linha de tendência polinomial é uma linha curva usada quando os dados flutuam. É útil, por exemplo, para analisar ganhos e perdas em um conjunto de dados grande. A ordem da polinomial pode ser determinada pelo número de flutuações nos dados ou por quantas dobras (picos e vales) aparecem na curva. Uma linha de tendência polinomial de ordem 2 geralmente só possui um pico ou vale. A ordem 3 geralmente possui um ou dois picos ou vales. A ordem 4 geralmente possui até três.

7.3.2 - Exponencial

Uma linha de tendência exponencial é uma linha curva muito útil quando os valores de dados estiverem crescendo ou caindo com taxas cada vez mais altas. Não é recomendável criar uma linha de tendência exponencial se seus dados contiverem valores zero ou negativos.

7.3.3 - Linear

Uma linha de tendência linear é uma linha reta de melhor ajuste usada com conjuntos de dados lineares simples. Seus dados serão lineares se o padrão nos pontos de dados for próximo de uma linha. Uma linha de tendência linear geralmente mostra que algo está aumentando ou diminuindo com uma taxa fixa.

Um fator de decisão nas análises quando utilizadas as Linhas de Tendência é o valor de R-quadrado ou Coeficiente de Determinação que é um número de 0 a 1 que revela o grau de correspondência entre os valores estimados para a linha de tendência e os dados reais, cuja é mais confiável quando este valor é igual ou próximo a 1.

Abaixo se encontram os gráficos seguidos da equação com seu respectivo Coeficiente de Determinação, cujos serão discutidos abaixo:

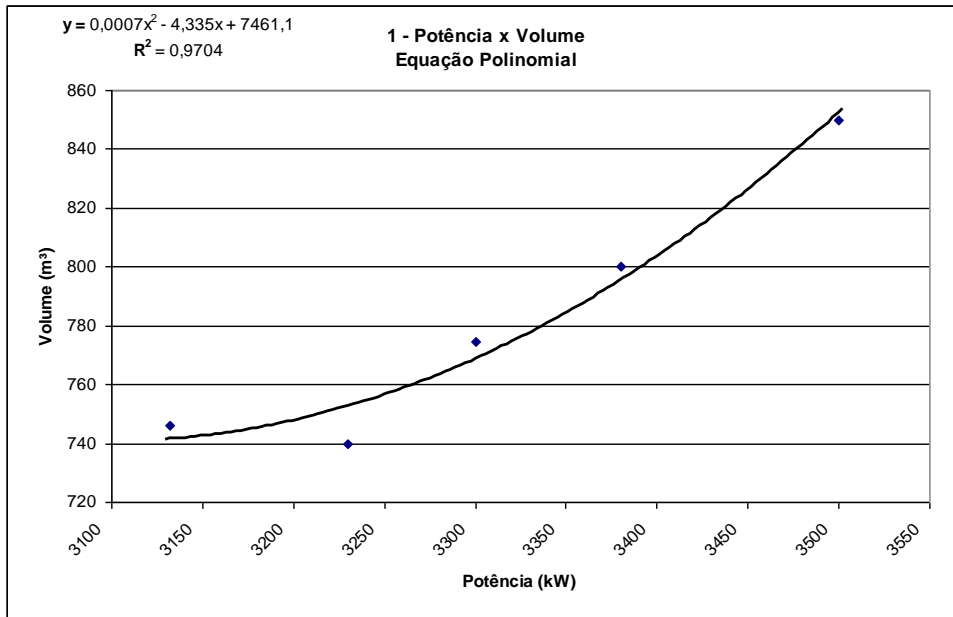


Figura 10

Para o gráfico 1, a regressão Polinomial é dada por uma equação de segundo grau, cuja representa de forma bastante satisfatória a representação de pontos do gráfico, tendo um R-Quadrado de 0,9704.

Para a regressão polinomial, foram vistas também equações com graus maiores que 2, sendo então 3ª e 4ª ordem, porém quando testadas as equações, estas não eram validadas com os valores de Potência pelo Volume, não expressando então a realidade, sendo então descartadas.

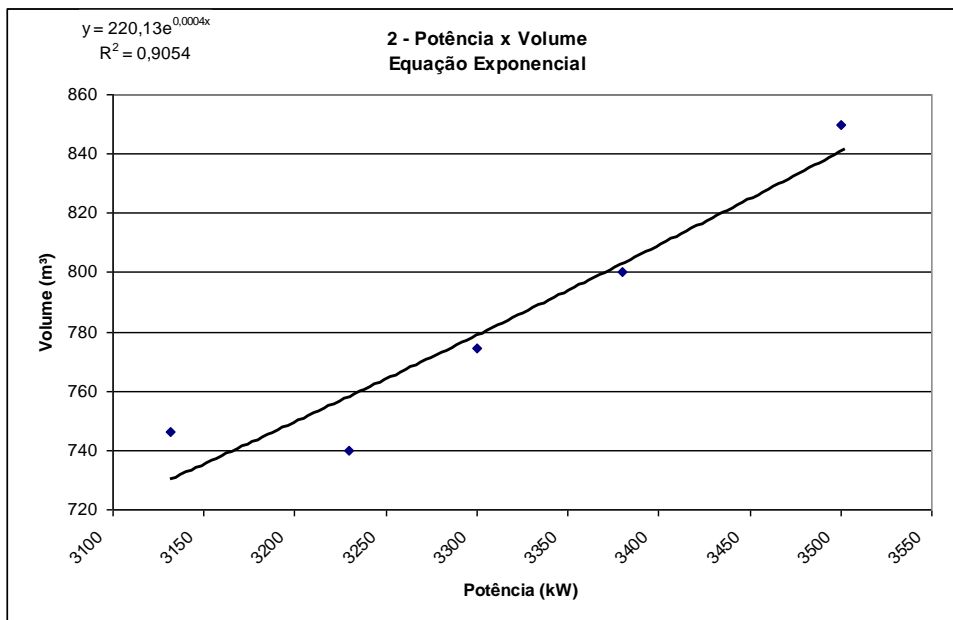


Figura 11

Para o segundo gráfico, como a quantidade de pontos é pequena parece uma reta, mas se observar o erro da equação nota-se que a representação é coerente. Atentando-se para o valor de R-Quadrado, este é menor que o valor da regressão

polinomial, mostrando que a correlação entre os valores de Potência e Volume é inferior ao primeiro gráfico.

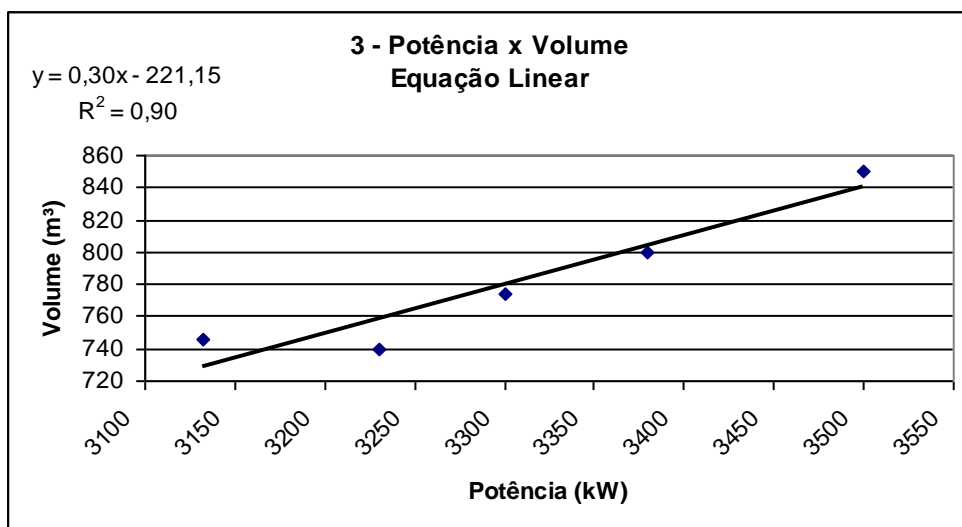


Figura 12

Para o gráfico 3, foi feita uma regressão linear, encontrando um valor aproximado do erro se comparado ao gráfico de regressão exponencial, revelando características semelhantes quando plotadas as equações, reportando-se uma eficácia menor em relação ao primeiro gráfico.

Os valores plotados nos gráficos acima, podem ser visualizados na tabela abaixo, tendo um resumo com os valores encontrados para Volume e Potência para os rebocadores de 55 t.

Potência kW	Volume (m³)			
	Real	Linear	Polinomial	Exponencial
3.131	746,06	728,27	750,44	770,46
3.230	740,00	758,19	762,08	801,29
3.300	774,50	779,41	778,60	824,04
3.380	800,00	803,67	805,88	850,84
3.500	850,00	840,05	863,60	892,67

Tabela 11

A figura 13 mostra a comparação das equações descritas acima com objetivo de melhor visualização, tendo a tabela abaixo com os valores dos erros encontrados em relação aos valores reais de volume encontrados.

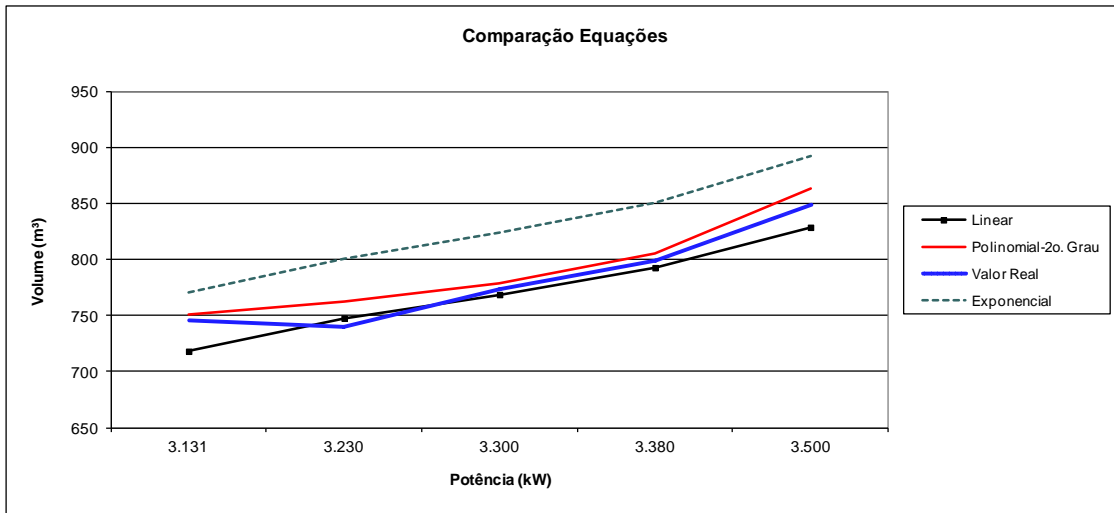


Figura 13

Analisando os erros em função dos valores encontrados e do real, é visto que a equação utilizada para verificar a otimização de Potência versus Volume Deslocado é dada na figura 10, cujo é dado pela equação polinomial.

Abaixo é dado um resumo com os valores e os erros das formulações tendo como referência o valor real obtido:

Potência kW	Volume (m³)			
	Real	Linear	Polinomial	Exponencial
3.131	746,06	718,25	750,44	770,46
3.230	740,00	747,85	762,08	801,29
3.300	774,50	768,85	778,60	824,04
3.380	800,00	792,85	805,88	850,84
3.500	850,00	828,85	863,60	892,67
ERRO				
3.131		3,73%	0,59%	3,27%
3.230		1,06%	2,98%	8,28%
3.300		0,73%	0,53%	6,40%
3.380		0,89%	0,73%	6,35%
3.500		2,49%	1,60%	5,02%
Média		1,78%	1,29%	5,86%

Tabela 12

Finalmente, observa-se que para a equação polinomial os erros são menores, tendo menor média e portanto será utilizado para estudo e análise para otimização da Potência Instalada através do volume.

7.4 - Cálculo da Potência através do Volume

Após definida a função que será utilizada para os cálculos da Potência Instalada a bordo de um rebocador, cuja referência é o volume deslocado, tem-se que a função que descreve esta relação é dada por:

$$y = 0,0007 \cdot x^2 - 4,35 \cdot x + 7461,1$$

Com esta função foram plotados os valores para determinar uma potência com valor menor que 3.000 kW e com isso determinar o volume correspondente para então encontrar a melhor forma da embarcação.

Potência	
kW	Volume (kW)
2.762	827,72
2.882	781,67
2.962	762,18
3.000	756,10
3.032	752,47
3.131	750,44
3.230	762,08
3.300	778,60
3.380	805,88
3.500	863,60

Tabela 13

Com os valores acima, o gráfico abaixo pode ser visto:

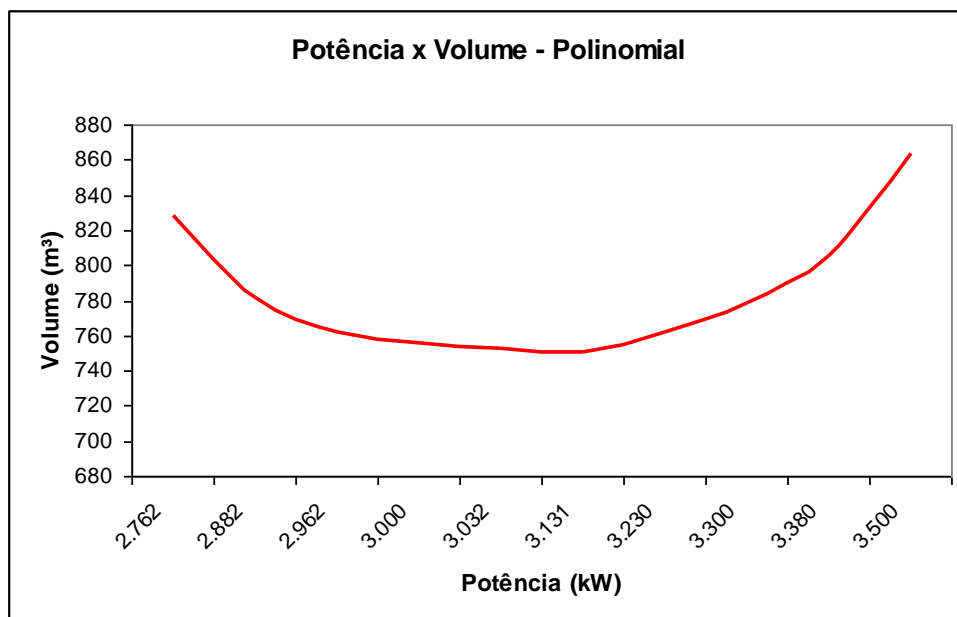


Figura 14

Observando o gráfico acima, temos uma inflexão entre os valores 3.131 kW e 3.032 kW, com isso o alvo, 3.000 kW tem um valor maior de volume do casco, indicando a priori que a solução para otimizar a Potência Instalada através do volume não é a viável a partir da regressão polinomial.

A explicação para o comportamento desse gráfico é dada pelo fato de uma função polinomial de segundo grau, $y = a.x^2 + b.x + c$, com $a \neq 0$, é uma parábola, onde $a > 0$ a concavidade é para cima e $a < 0$ a concavidade é para baixo.

Para determinar o ponto mínimo da função, deve-se determinar as raízes da função, $f(x) = a.x^2 + b.x + c$, cujas são as soluções da equação, as quais são dadas pela fórmula de Bhaskara.

Desta forma, tal função não pode ser considerada a que melhor representa o comportamento para otimização da Potência Instalada de uma embarcação e com isso, serão estudadas sucintamente a regressão linear, uma vez que foram vistas não serem as melhores estratégias para redução da Potência Instalada através do volume.

7.4.1 - Regressão Linear

Potência kW	Volume (m³)	
	Real	Linear
2.762		607,55
2.882		643,55
2.962		667,55
3.000		678,85
3.032		688,55
3.131	746,06	718,25
3.230	740,00	747,85
3.300	774,50	768,85
3.380	800,00	792,85
3.500	850,00	828,85

Tabela 14

O gráfico abaixo representa os valores plotados para otimização da Potência Instalada através da Regressão Linear.

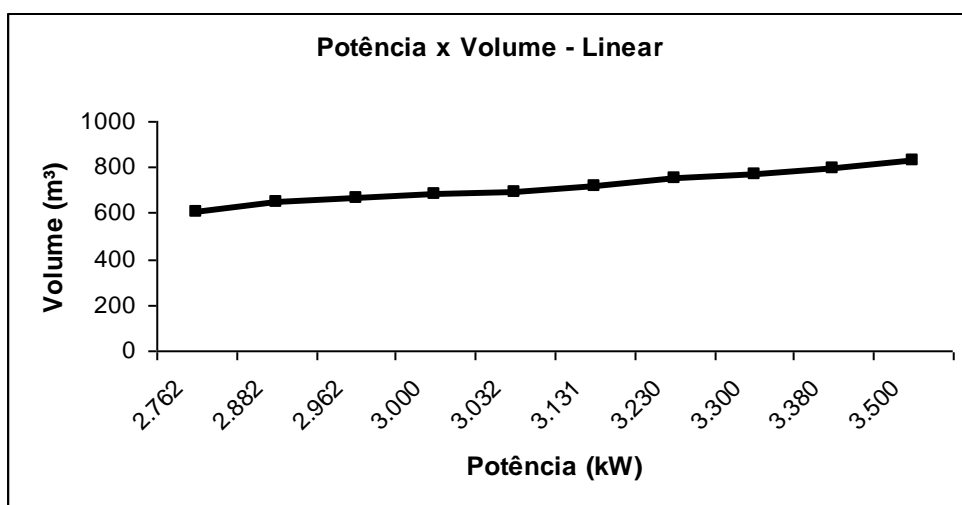


Figura 15

7.4.2 - Regressão Exponencial

Potência kW	Volume (m ³)	
	Real	Exponencial
2.762		664,58
2.882		697,26
2.962		719,93
3.000		730,86
3.032		740,37
3.131	746,06	770,28
3.230	740,00	801,29
3.300	774,50	824,04
3.380	800,00	850,84
3.500	850,00	892,67

Tabela 15

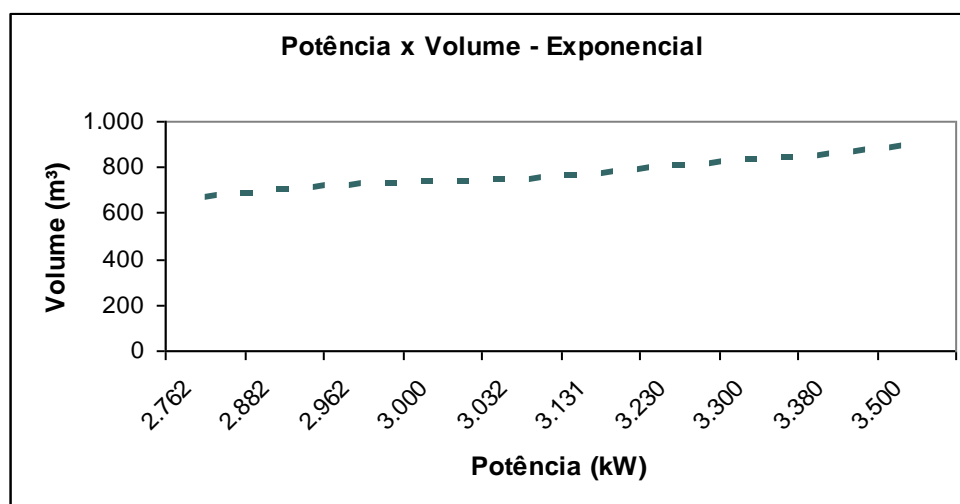


Figura 16

O gráfico abaixo reporta uma comparação entre os gráficos com a regressão polinomial, linear e exponencial para os valores considerados na avaliação para otimização, sendo aqueles menores que 3.131kW, cujo objetivo do trabalho é obter uma relação para potência menor que 3.000 kW.

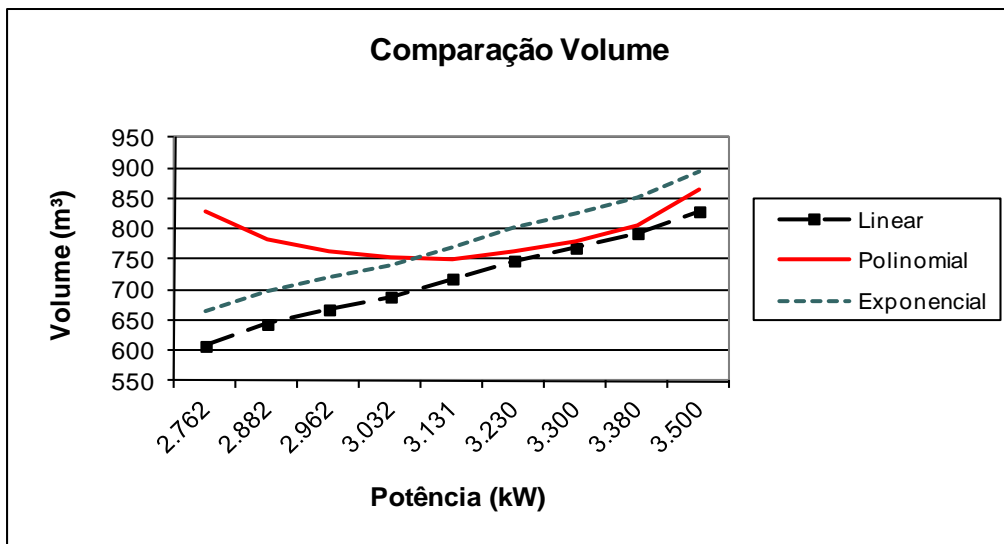


Figura 17

Sabendo-se que as regressões linear e exponencial não são as adequadas para a redução do volume devido às discrepâncias entre o real e o calculado, bem como a função polinomial foi verificada como não satisfatória devido a inflexão ocorrida entre 3.131 kW e 3.032 kW, desta forma, devido à inconsistência da redução da Potência Instalada a bordo da embarcação feita através do volume deslocado da embarcação, será estudado esta otimização a partir dos parâmetros propulsivos.

8 - Conceitos utilizados para Otimização da Potência Instalada Através dos Parâmetros Propulsivos.

Para entender melhor como a Potência Instalada pode ser otimizada a bordo, sendo o objetivo do presente trabalho, deve ser verificado como se faz para calcular o sistema propulsivo de uma embarcação e desta forma este capítulo descreve os conceitos de Resistência ao Avanço, determinação do hélice da embarcação e finalizando com os conceitos utilizados na escolha dos motores.

Este capítulo será de suma importância para orientação dos termos utilizados e da forma de abordagem no Estudo de Caso que será desenvolvido neste trabalho.

8.1 - Cálculo do Sistema Propulsivo

Sabendo-se que a propulsão é um sistema primordial a bordo de uma embarcação, o cálculo deve ser realizado de maneira a satisfazer não somente os requisitos de projeto, mas também de confiabilidade e desempenho.

Desta forma, faz com que a análise quantitativa e qualitativa dos resultados seja sempre realizadas de forma a obter um erro mínimo possível, uma vez que caso tenha alguma alteração ou variação, esta deve ser estudada minuciosamente com objetivo de observar o erro e corrigi-lo, umas vez que qualquer discrepância altera todo desempenho de uma embarcação, afetando a vida útil e a operação.

Em linhas gerais quando parte-se para um projeto de embarcações e a determinação do Sistema Propulsivo a bordo, deve-se seguir um fluxo lógico com objetivo de otimizar o sistema inteiro, ou seja, determinar o motor que atenda à demanda requerida do hélice, que por sua vez deve ser suficiente para propelir a embarcação na velocidade projetada ou Bollard Pull desejado.

Nas figuras 18 e 19 tem-se os fluxogramas apresentados para a determinação do Sistema Propulsivo, sendo o primeiro para embarcações cujo principal requisito é a Tonelada de Tração Estática, cuja recomendação primordial para o projeto, tais como rebocadores e o segundo para aquelas que tem como principal recurso de operação, a velocidade.

Analisando os fluxogramas, vê-se que há completa interação entre o trinômio casco, motor e hélice, onde o primeiro é determinado primordialmente pela resistência ao avanço, o segundo pelo cálculo da potência do motor e o terceiro pelo cálculo do hélice, tendo os valores principais dados pelo Empuxo, Torque, Rotação, Diâmetro e Passo.

Após a visualização do fluxograma, serão descritos os conceitos utilizados para cada um dos componentes desse trinômio, conforme proposto para este capítulo.

Embarcações com Requisitos de Tração Estática

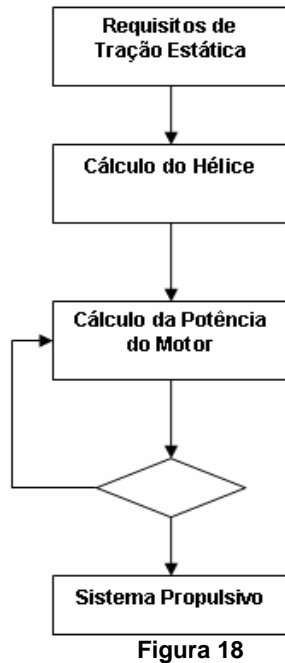


Figura 18

Embarcações com Requisitos de Velocidade

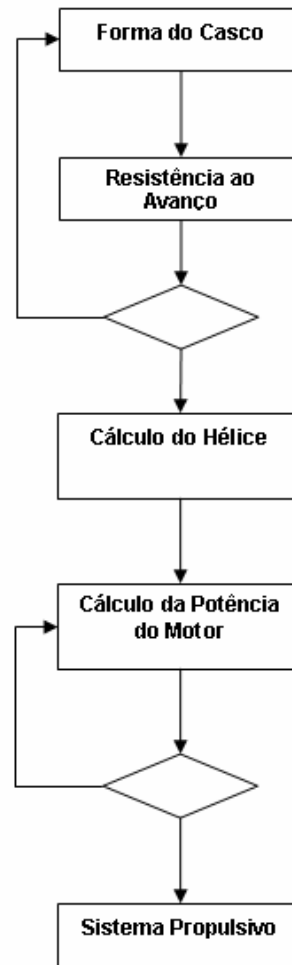


Figura 19

8.2 - Cálculo da Resistência ao Avanço do Casco – Teoria

A resistência ao avanço em embarcações sempre foi um elemento que requer atenção durante o projeto por até hoje não haver um método determinístico de obtê-la.

As soluções mais comuns são os ensaios em tanque de prova com modelos em escala e aplicação de métodos estatísticos. Academicamente é comum utilizar o método estatístico desenvolvido por *Holtrop*.

Este método consagrado consiste em ajustar por regressão cada um dos coeficientes relevantes com as características do navio.

8.2.1 - Resistência Viscosa

Em 1871, William Froude ensaiou placas rebocadas no seu recém construído primeiro tanque de ensaios e percebeu que havia duas componentes relevantes, sendo uma delas a de arrasto (fricção). A resistência ao avanço pode ser adimensionalizada na forma:

$$C_f = \frac{R_f}{\frac{1}{2}\rho V^2 A_w}$$

Sendo:

- C_f Coeficiente adimensional friccional;
- R_f Força de resistência friccional em Newton;
- ρ Massa específica em Quilograma por metro cúbico;
- V Velocidade de serviço em metros por segundo;
- A_w Área molhada em metros quadrados.

Após várias teorias como de *Hugges* e *Telfer*, a mais utilizada é a regressão da *ITTC*, Em 1957, após um longo tempo de discussão da comunidade acadêmica, a resistência friccional foi regredida para uma equação descrita por:

$$C_f = \frac{0.075}{(\log_{10} \Re_n - 2)^2}$$

$$\Re_n = \frac{V L}{\nu}$$

Sendo:

- C_f Coeficiente adimensional friccional;
- \Re_n Número de Reynolds definido por:
- ρ Massa específica em Quilograma por metro cúbico;
- V Velocidade de serviço em metros por segundo;
- L_{pp} Comprimento molhado em metros;
- ν Viscosidade cinemática em metros quadrados por segundo.

Logo, a resistência viscosa é dada pela soma:

$$C_v = C_f + C_{f2D}$$

$$C_{f2D} = k C_f$$

Sendo:

- C_v Coeficiente adimensional viscoso;
- C_f Coeficiente adimensional friccional;
- C_{f2D} Coeficiente adimensional de forma,.

8.2.2 - Resistência Residual

A Resistência Residual inclui a Resistência de Onda e Eddy Resistance, onde a primeira refere-se à perda de energia causada pelas ondas criadas pela embarcação

devido ao seu movimento, já a segunda refere-se à resistência criada pela separação do fluxo, criando vórtices na popa.

8.2.3 - Resistência de Onda

Em baixas velocidades a Resistência de Onda é proporcional ao quadrado da velocidade e aumentando de forma mais rápida quando a altas velocidades, o que significa que há uma faixa de velocidade imposta e conseqüentemente aumenta a potência necessária para propulsão.

Para uma aproximação da Resistência de onda, adota-se a Teoria de corpo esbelto de *Havelock*, A equação é dada por:

$$R_w = \frac{\rho \pi u_\infty^2}{2} \int_{-\pi/2}^{\pi/2} \bar{A}^2(\theta) \cos^3(\theta) d\theta$$

Sendo:

- R_w Resistência de onda por Havelock;
- $\bar{A}^2(\theta)$ $\sum A_i \cos \alpha_i + \sum A_j \sin \alpha_j$
- ρ Massa específica em Quilograma por metro cúbico;
- u Velocidade de serviço em metros por segundo;
- L_{pp} Comprimento molhado em metros;
- ν Viscosidade cinemática em metros quadrados por segundo.

8.2.4 - Resistência Total

Finalmente o cálculo da Resistência Total é dado pela soma de todas as resistências apresentadas, sendo:

$R_t = R_f + R_w + R_e + R_a$, onde pode-se verificar cada parcela correspondente abaixo para embarcações de alta e baixa velocidades.

Tipo de Resistência	% Rtotal	
	Alta Velocidade	Baixa Velocidade
Friccional (R_f)	45	90
Onda (R_w)	40	5
Eddy (R_e)	5	3
Ar (R_a)	10	2

Tabela 16

As condições de operação e conservação da embarcação colaboram com o aumento da Resistência Total da embarcação, pois a pintura no casco, bem como o tratamento da chapa alteram as condições da superfície, podendo começar um processo de erosão e com isso seres marinhos crescem alterando a configuração inicial da superfície.

Cabe observar que para embarcações como um rebocador, o cálculo da resistência ao avanço para a determinação do sistema propulsivo não é muito importante devido à baixa velocidade nas manobras, exceto para determinar a velocidade de serviço.

8.3 - Parâmetros para o cálculo da Resistência ao Avanço

Quando a Resistência ao Avanço da embarcação é medida alguns parâmetros são obtidos com objetivo de realizar os cálculos do hélice, cujos são:

w – Coeficiente de Esteira

t – Coeficiente de Dedução de Empuxo

8.3.1 - Coeficiente de Esteira

O Coeficiente de Esteira é calculado devido à diferença de velocidade do navio e do fluxo que passa pelo hélice, cuja formulação é dada por: $w = (V-V_a)/V$, cuja é chamada de Coeficiente de Esteira de Taylor.

Tal coeficiente é dado como um medidor de esteira e integrador e a velocidade efetiva de esteira é calculada entre a velocidade da embarcação (V) e a velocidade de avanço (V_a), onde em um campo homogêneo de fluxo e pressão permite ao hélice, a uma dada rotação constante, gerar Empuxo (T) e absorver Torque (Q).

8.3.1.1 - Fatores que influenciam no Coeficiente de Esteira

Alguns fatores podem ser utilizados para a determinação do Coeficiente de Esteira e a partir destes, de posse de ábacos e gráficos pode-se prever com maior precisão o valor de w.

Cabe dizer que tais cálculos são baseados em experimentos realizados em tanques de prova e servem para obter um valor aproximado com algumas características das embarcações.

- Coeficiente de Bloco
- Razão B/L
- Calado
- Formato da Popa
- Diâmetro dos Hélices
- Número de Pás
- Forma do Hélice e Posicionamento no casco
- Número de Hélices
- Carga no Hélice
- Leme
- Tubulões
- Velocidade da Embarcação
- Condição da Embarcação

8.3.2 - Fator de Dedução de Empuxo (t)

Sabendo-se que devido a diferença entre a Resistência Total do casco e o empuxo gerado pelo hélice para que a embarcação avanço.

O Fator de Dedução de Empuxo é determinado somente através do teste de reboque, onde são determinados separadamente os valores da Resistência ao Avanço e o empuxo do hélice.

De forma geral, não é possível determinar os valores de R e T na mesma velocidade, desta forma, buscam-se os dois valores e após calcula-se o fator (t) pela fórmula:

$$t = \frac{T - R_t}{T}$$

8.3.2.1 - Fatores que influenciam no Fator de Dedução de Empuxo

Primeiramente, várias pesquisas e discussões têm mostrado que os mesmos fatores que alteram os valores do Coeficiente de Esteira (w) são os mesmos que podem ser vistos para o Fator de Dedução de Empuxo (t), porém com algumas interações com maior ou menor intensidade.

Apesar de não ser uma relação simples de dedução, serão descritas as observações realizadas por Lammeren (1938):

- A fração de Dedução de Empuxo varia com o empuxo gerado pelo hélice e com a esteira, variando ligeiramente com a carga gerada no hélice;
- Depende da razão de área do disco (Ao/Ae)

Pelas pesquisas realizadas por Harvald, são reportadas as seguintes observações:

- A razão D/L passa a ser insignificante para espelhos de popa em formato em “U” e para a forma em “V” há uma aumento no Fator de Dedução em 0,04, onde desta forma pode-se considerar que o diâmetro do hélice não impacta em T na mesma forma no Fator de Esteira.
- O arranjo dos propulsores influenciam na valor de t, onde para um hélice que tem conectado apenas na linha de eixo, o valor do fator é a metade daquele que têm outras configurações. Partindo dessa linha, hélices com bosso tem valor de t maiores.

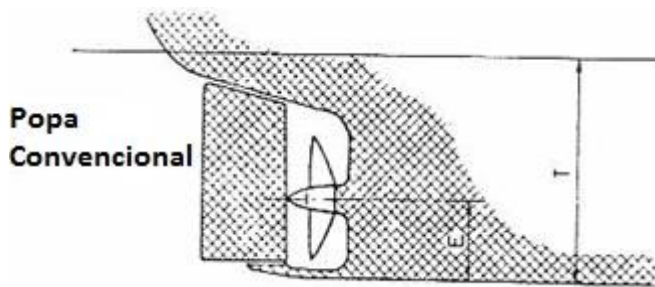


Figura 20

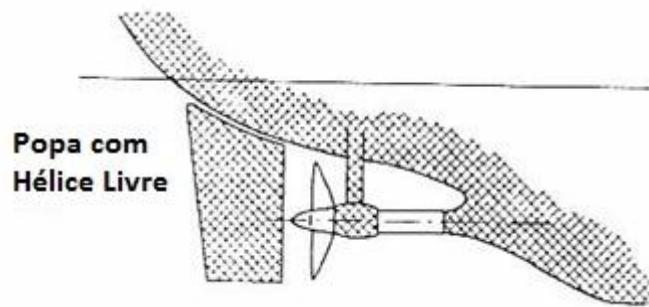


Figura 21

Hélices com tubulão têm Fator de Dedução de Empuxo menor, uma vez que quando o fluido é acelerado na parte superior, a esteira torna-se mais homogênea e com isso o valor de t é reduzido, pois a turbulência na parte de trás do hélice é menor.

Outro parâmetro que altera o valor de t é o Coeficiente de Empuxo, onde observando a fórmula abaixo, tem-se que quanto maior for este valor, maior será o valor do Fator de Dedução.

$$t = \frac{T - R}{T} = \frac{K_t - K_R}{K_t}$$

8.4 - Eficiência do Casco

É definida como a razão entre a Potência Efetiva e a Potência de Empuxo, cuja é dada como aquela que o hélice entrega para o fluido.

Dadas as formulações das potências abaixo, cujas serão descritas detalhadamente em tópico posterior, e as formulações do Coeficiente de Esteira e Coeficiente de Dedução de Empuxo, tem-se:

$$P_e = R_t \cdot V$$

$$P_t = T \cdot V_a$$

$$w = \frac{V - V_a}{V}$$

$$t = \frac{T - R_t}{T}$$

$$\eta_h = \frac{1 - t}{1 - w}$$

Tem-se abaixo uma tabela com os valores de η_h com as respectivas características das embarcações:

Característica	η_h
Um hélice com alto valor de Coeficiente de Bloco	1,10 a 1,40
Dois hélices com alto valor de Coeficiente de Bloco	0,95 a 1,05

Tabela 17

8.5 - Teoria para o cálculo de Hélices

Para determinação do propulsor a ser instalado a bordo, deve-se observar as seguintes características da embarcação:

- Resistência Total
- Calado da embarcação
- Velocidade de Serviço

A partir destes dados, pode-se determinar os coeficiente utilizados para os cálculos dos hélices, onde também deve-se prever a rotação do hélice.

Serão apresentados abaixo os parâmetros utilizados no cálculo dos propulsores e a seguir as observações para determinação do hélice.

8.5.1 - Coeficiente de empuxo

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

Sendo:

- K_T Coeficiente adimensional de empuxo;
- ρ Massa específica em Quilograma por metro cúbico;
- T Empuxo em Newton;
- n Rotação do propulsor em rotações por segundo
- D Diâmetro do propulsor em metros;

8.5.2 - Coeficiente de torque

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

Sendo:

- K Coeficiente adimensional de torque;
- ρ Massa específica em Quilograma por metro cúbico;
- Q Torque em Newton;
- n Rotação do propulsor em rotações por segundo
- D Diâmetro do propulsor em metros;

8.5.3 - Eficiência ideal

$$\eta_0 = \frac{J K_T}{2\pi K_Q}, \text{ sendo:}$$

- η_0 Eficiência ideal;
- J Coeficiente adimensional de avanço;
- K_T Coeficiente adimensional de empuxo;
- K_Q Coeficiente adimensional de torque;

8.5.4 - Variáveis geométricas do propulsor

Alguns adimensionais geométricos do propulsor servem como elementos que podem ser julgados de forma a se obter o melhor desempenho, já que são independentes matematicamente dos adimensionais descritos acima, tais elementos são:

- ✓ Razão de passo e diâmetro (p/D);
- ✓ Razão de área expandida (A_E/A_0);
- ✓ Número de pás (N);

Com esta gama de variáveis, o empuxo requerido da resistência ao avanço pode ser calculada para cada combinação desses parâmetros.

8.5.5 - Exemplo de família

Extraído de *Basic Ship Theory*, a família do propulsor da série Kaplan 4467-19A. Este diagrama não demonstra qual propulsor foi escolhido, apenas uma demonstração da metodologia de extração dos coeficientes para execução do método comparativo e posterior escolha.

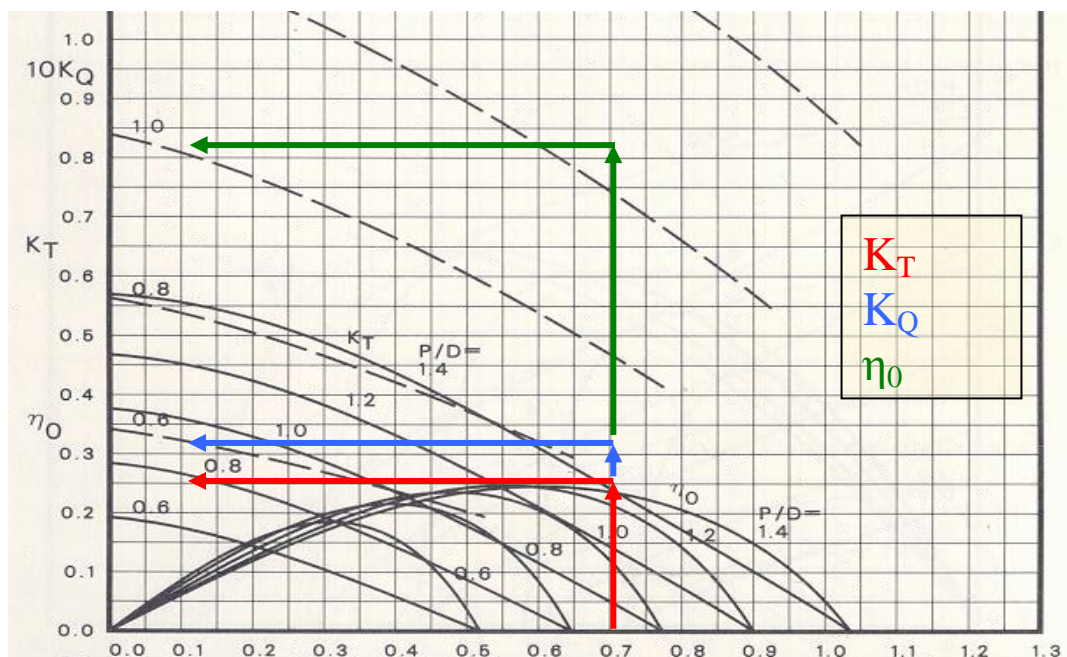


Figura 22 – Propulsor Série Kaplan – 4467 – 91A

8.5.6 - Método de Predição de Hélices pelas Curvas k_t , k_q e J

Primeiramente, faz-se a seleção de um campo de coeficiente de avanço (J) que se mostrem capazes de obter um hélice com a velocidade e diâmetro compatíveis e rotação dentro das esperadas, já que se tem uma curta, mas razoável experiência com faixas de rotação que impeçam o efeito de cavitação nos bordos das pás bem como baixa eficiência.

Com a seleção de um intervalo de coeficientes de avanço, procura-se, para maior eficiência (η_0), a razão de passo e diâmetro (p/D). Com a definição do p/D , pode-se extrair os valores de K_T e $10.K_Q$. Comparam-se os valores de K_T com o requerido pelo ensaio de resistência ao avanço e extraído do método de Holtrop.

9. Cálculo para condição de Bollard Pull

Para a condição de Bollard Pull, onde a Velocidade de Avanço é igual a zero, determinar o Empuxo e Torque requerido pelo hélice através das formulações acima requer que os dados de entrada tenham maior nível de detalhamento, bem como determinar os valores de k_t , k_q e J através das curvas torna-se uma tarefa mais complicada devido à interposição de curvas, conforme discutido anteriormente.

Pela equação, $T = \frac{P.D.\eta_0}{V_a}$, na condição de Bollard Pull o empuxo tende a zero e com isso é dificultado o cálculo requerido pelo hélice e com objetivo de facilitar os cálculos do valor do empuxo e torque, é apresentado abaixo o Diagrama $\mu - \sigma$ para $V_s=0$.

Diferentemente da Predição de Hélices através das curvas k_t , k_q e J , neste diagrama, tem-se como principal parâmetro o valor do Torque do hélice ou então a relação P/D requerida para que possa determinar o valor do empuxo, uma vez que o que norteia no gráfico é a linha de Φ_{cte} , sendo $V_s = 0$.

Com as equações abaixo, pode-se determinar de maneira mais precisa o valor do empuxo e torque do hélice, sendo:

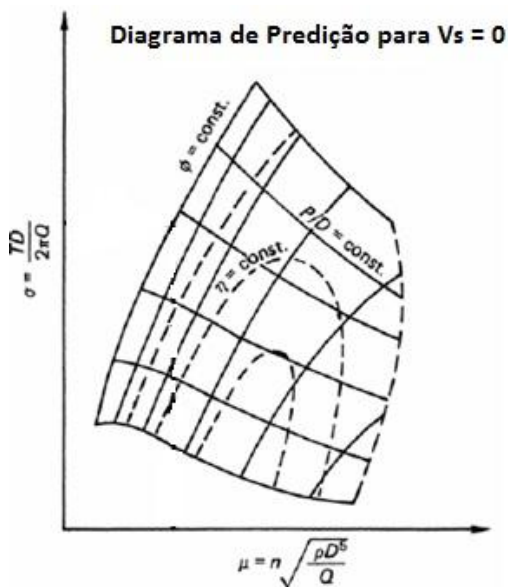


Figura 23 – Fonte: The Maritime Engineering Reference Book

$$T = \frac{\sigma \cdot 2 \cdot \pi \cdot n^2 \cdot \rho \cdot D^4}{\mu^2}$$

$$Q = \frac{T \cdot D}{\sigma \cdot 2 \cdot \pi}$$

9.1 - Método de Predição de Hélices pelas Curvas $\mu - \sigma$

Através das curvas $\mu - \sigma$, pode-se ter várias opções para determinação do empuxo e torque do hélice para a condição de Bollard Pull.

A primeira alternativa é a apresentada no gráfico abaixo, onde determinando-se o Torque, tem-se o valor de μ , mas cabe dizer que não é trivial determinar este valor no início do processo, desta forma, parte-se para a segunda opção descrita a seguir.



Figura 24

Sabendo-se que o diagrama tem as curvas de P/D e η constantes, determina-se a relação P/D que oferece a maior eficiência, ponto em vermelho no gráfico abaixo, da mesma forma do que é feito com as curvas kt , kq e J e a partir deste ponto desce-se para a determinação dos valores de μ e σ , conforme mostrado em azul.

Desta forma, tendo os valores de μ e σ , aplicam-se as equações com as incógnitas de T e Q :

$$T = \sigma \cdot 2 \cdot \pi \cdot Q / D$$

$$Q = n^2 \cdot \rho \cdot D^5 / \mu^2$$

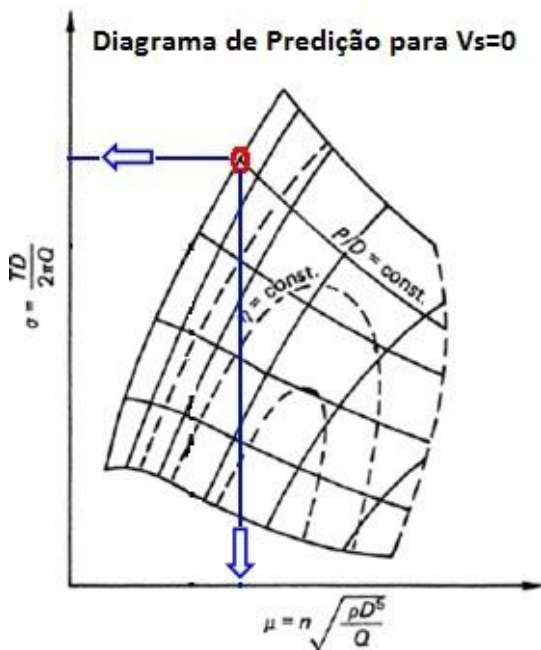


Figura 25

9.2 - Determinação do hélice na condição de Bollard Pull através das curvas kt, kq e J

Para iniciar uma análise para a condição de Bollard Pull através das curvas kt, kq e J, deve-se observar primeiramente as curvas abaixo da série B:

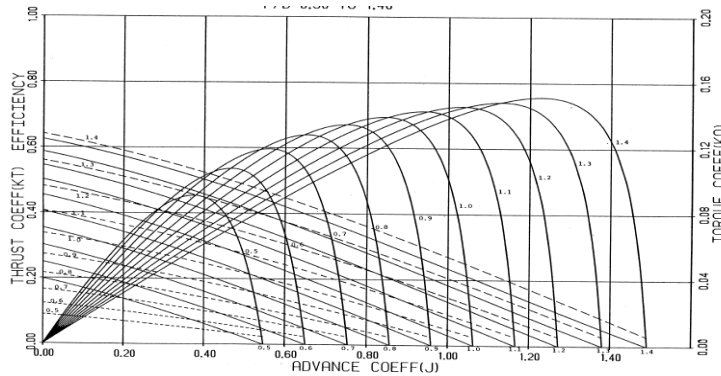


Figura 26 – Fonte: Propulsor Série B, 4pás, $Ae/A0=0,70$

Visualizando agora para velocidades próximas a zero m/s o comportamento das curvas com um grau de resolução maior, com objetivo de verificar a dificuldade de se obter dados para estudos na condição de Bollard Pull.

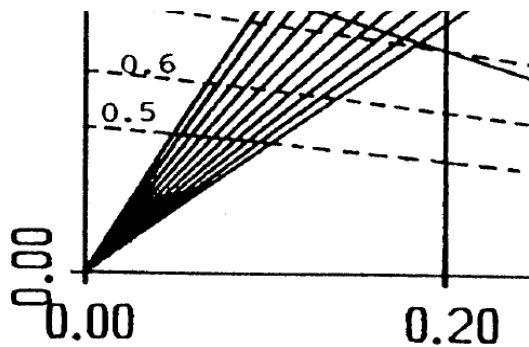


Figura 27 - Fonte: Propulsor Série B, 4pás, $Ae/A0=0,70$

Tendo as figuras acima, um dos maiores problemas é identificar a relação P/D que resulte na maior eficiência do hélice a partir da determinação do Coeficiente de Avanço.

Observa-se quando as curvas da relação P/D começa a ser delineada com maior clareza, ou seja, quando estas começam a ser identificadas separadamente, determina-se o Coeficiente de Avanço (J).

Um dos pontos que deve-se observar é a partir de qual valor do Coeficiente de Avanço a razão Passo/Diâmetro é a mais eficiente, pois para o cálculo da velocidade de serviço, J está fora da região onde as curvas P/D não são facilmente identificadas e com isso deve-se atentar para qual valor esta relação aumenta.

Abaixo é dado um quadro que mostra o ponto em que a razão Passo/Diâmetro é modificada em função do Coeficiente de Avanço, ou seja, à medida que J aumenta, para o intervalo de curvas P/D.

É válido dizer que tais valores são retirados para a série B, 4 pás, $Ae/A0$ igual a 0,40.

P/D	0,5 - 0,6	0,6 - 0,7	0,7 - 0,8	0,8 - 0,9	0,9 - 1,0	1,0 - 1,1	1,1 - 1,2	1,2 - 1,3	1,3 - 1,4
J	0,326	0,455	0,549	0,655	0,761	0,875	0,973	1,043	1,110

Tabela 18

Abaixo é visto com qual valor aproximado de J é encontrada a melhor relação P/D:

P/D	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1	1,1	1,2	1,3	1,4
J	0,000	0,365	0,475	0,573	0,678	0,784	0,882	0,977	1,091	1,141

Tabela 19

A partir destes valores, pode-se começar a observar o comportamento da velocidade de serviço se comparada ao de Bollard Pull e com isso analisar qual é a melhor relação a ser adotada, caso P/D sejam diferentes para ambos os casos.

Concluindo esta seção, tem-se que para realizar os cálculos para determinação do hélice e de seus parâmetros, Empuxo, Torque, Rotação, Diâmetro e Passo, a melhor forma é apresentada pelas curvas $\mu - \sigma$.

10. Cálculo de Potência e Escolha do Motor

Para otimizar um sistema propulsivo mantendo a mesma capacidade de reboque, primeiramente deve-se entender como determinar a potência do motor, considerando a resistência do casco, hélice, eficiências dos equipamentos que compõem o sistema, margens de mar, entre outros que interferem no cálculo da Potência Instalada a bordo.

Observando a figura abaixo são vistos os principais elementos utilizados para o cálculo do Sistema Propulsivo, os quais são descritos por:

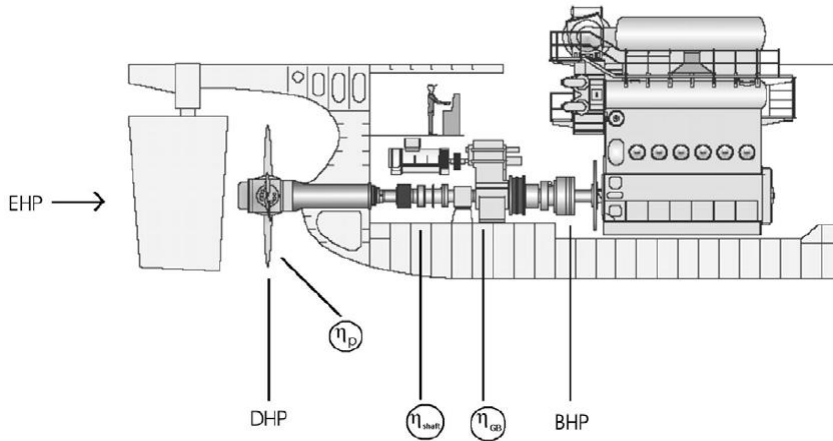


Figura 28 – Fonte: *Basic Principles of Ship Propulsion*

BHP = Brake Horsepower

É a medida de potência motor em HP sem as perdas causadas pela engrenagens, alternadores, caixas diferenciais, bombas e outros componentes auxiliares. *Brake* se refere a um dispositivo que é utilizado para carregar um motor e mantê-lo a uma RPM desejada.

$$P_d = 2.\pi.Q.n$$

DHP = Developed Horsepower

É a potência desenvolvida pelos propulsores, cuja é calculada através do empuxo desenvolvido pelos hélices

$$P_t = T.Va$$

EHP = Effective Horsepower

É a potência necessária para mover o casco do navio a uma determinada velocidade sem atuação do hélice.

Tal potência é medida em testes em tanques de prova para determinar a real potência requerida pelo casco.

Potência Instalada

É a potência gerada pelos Motores Principais, cuja é objeto de documentação por parte da legislação brasileira.

Eficiências

η_{GB} = Eficiência de Engrenagem (1% ~ 3%)

η_{shaft} = Eficiência de Eixo (1% ~ 2%)

η_P = *propeller open water efficiency* (30% ~ 60%)

Para o presente trabalho serão realizados os cálculos baseados nas informações encontradas através dos manuais dos motores e dos testes realizados na embarcação que será objeto de estudo de caso.

11. Estudo de Desempenho de Motores

Para determinar o melhor Sistema Propulsivo, é essencial conhecer algumas condições de operação do motor, e algumas características principais com objetivo de se obter a melhor relação de propulsão a bordo de uma embarcação.

Informações de operação, tais como *rating*, zonas de operação, horas de funcionamento para manutenções preventivas e preditivas impactam diretamente no desempenho da embarcação, sendo o motor devidamente calculado em função do empuxo requerido pelo hélice.

Alguns conceitos importantes serão dados em relação à operação do Motor de Combustão Principal para que fique mais claro quando do estudo de caso, uma vez que estes termos são usados com frequência.

11.1 - Ratings

É a capacidade de potência e velocidade a uma dada condição de carregamento do motor.

Em um mesmo modelo, tem-se vários *ratings*, uma vez que alterando a condição inicial, pode-se atingir potências maiores variando conforme a necessidade de operação do hélice.

O padrão dados aos *ratings* varia de acordo com o fabricante, sendo dados abaixo a descrição de acordo com o manual da Caterpillar, sendo padronizados para toda a família de motores.

Rating A

Utilizado para embarcações, cujas operações são contínuas e que têm de ter uma confiabilidade maior devido à durabilidade e tempo de funcionamento perto da condição com 100% de carga sem interrupções e com 5.000 a 8.000 horas de funcionamento por ano.

Sua utilização é recomendada em embarcações de deslocamento, rebocadores, dragas e embarcações fluviais.

Rating B

Utilizado em embarcações cuja faixa de operação na condição máxima do motor é limitada a 80% do tempo, tais como pesqueiros, PSV's, Ferry Boats cujas viagens são menores que uma hora, entre outras embarcações cuja hora de uso não excedam 3.000 a 5.000 horas por ano.

Rating C

Para uso em embarcações, cuja potência máxima de operação no motor não exceda 50% do tempo, tendo a faixa horária de funcionamento anual de 2.000 a 4.000.

Tendo como exemplo as embarcações pesqueiras de alta velocidade, tais como de pesca de atuns e caranguejos e Ferry Boats com viagens rápidas.

Rating D

Utilizado para serviço contínuo em embarcações de patrulha, polícia marítima entre outras, em que o motor trabalha com 100% de carga apenas 16% do tempo, tendo 1.000 a 3.000 horas de funcionamento por ano.

Rating E

Utilizado em embarcações de planeio, ou seja, de alta performance , cuja operação na faixa de 100% deverá acontecer em 8% do tempo, não ultrapassando 2.000 horas por ano.

Em resumo, tem-se a tabela abaixo:

Rating	Tempo de Operação Anual	% de Tempo com 100% de Potência	Faixa de Operação
A	5.000 a 8.000	100	Contínua
B	3.000 a 5.000	80	Média
C	2.000 a 4.000	50	Intermitente
D	1.000 a 3.000	16	Patrulha
E	Até 1.000	8	Alta Performance

Tabela 20

11.2 - Curva de Desempenho

A curva de Desempenho do motor é amplamente utilizada para determinar qual modelo é o ideal para a embarcação, pois pode-se considerar a curva de demanda de potência do hélice juntamente com a fornecida pelo motor, considerando as várias faixas de operação.

Como o próprio nome diz são curvas que são plotadas para indicar a localização de operação do motor e do hélice, onde tem-se as curvas limites do motor, do propulsor ideal para o modelo calculado.

Observando as curvas abaixo, tem-se as seguintes descrições:

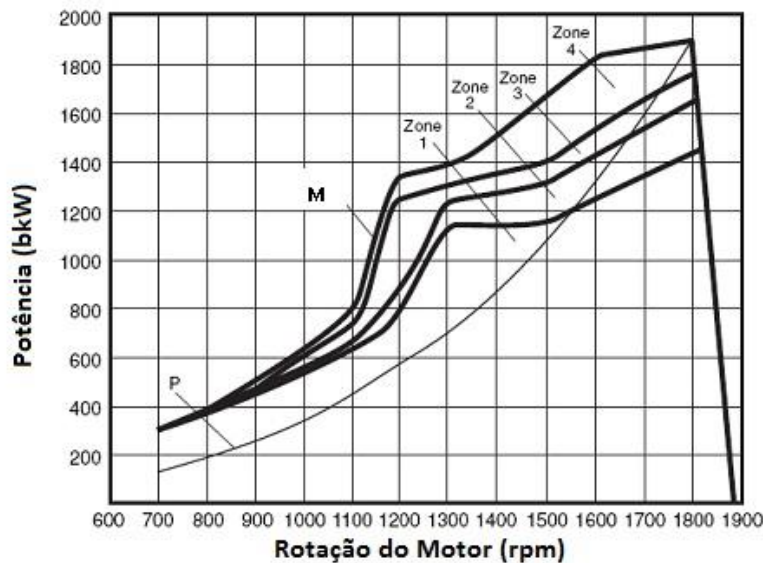


Figura 29 – Fonte: Caterpillar Performance Curves, Modelo 3512

M: Dados de Potência Máxima, é dada como capacidade máxima de potência desenvolvida pelo motor, não considerando os limites de rating do modelo do equipamento.

P: Curva de Demanda do Propulsor, onde é descrita pela potência demandada pelo hélice de passo fixo utilizado em embarcações de deslocamento. Cabe informar que é uma curva teórica calculada pelo fabricante do motor, uma vez que a curva real do hélice só é determinada a partir dos cálculos de resistência do casco.

A curva “P” serve para verificar o posicionamento ideal de empuxo do hélice, reportando o quão eficiente para cada faixa de rotação, tendo o seu ponto de máxima o limite do motor dado pela curva M, descrita acima.

Outro fator a ser considerado para o cálculo de demanda do hélice é a faixa de operação, dadas pela Zonas de Operação, que são atendidas para cada tipo de serviço das embarcações, cujas podem ser descritas abaixo:

Zona 1-2: localizada entre as curvas 1 e 2, onde o período de operação do motor deve ser superior a 4 horas seguida de uma período de uma hora em combinações de velocidade e potência sobre ou abaixo da curva 1.

Zona 2-3: localizada entre as curvas 2 e 3, em que é são permitidas operações por períodos superiores a uma hora, seguida de uma período de uma hora em combinações de velocidade e potência sobre ou abaixo da curva 1.

Zona 3-4: localizada entre as curvas 3 e 4, em que são permitidas operações por períodos superiores a 5 minutos, seguida de uma período de uma hora em combinações de velocidade e potência sobre ou abaixo da curva 1.

Também pode-se apresentar nas curvas de desempenho, o consumo específico do motor, podendo ser em l/h ou gal/, conforme figura abaixo.

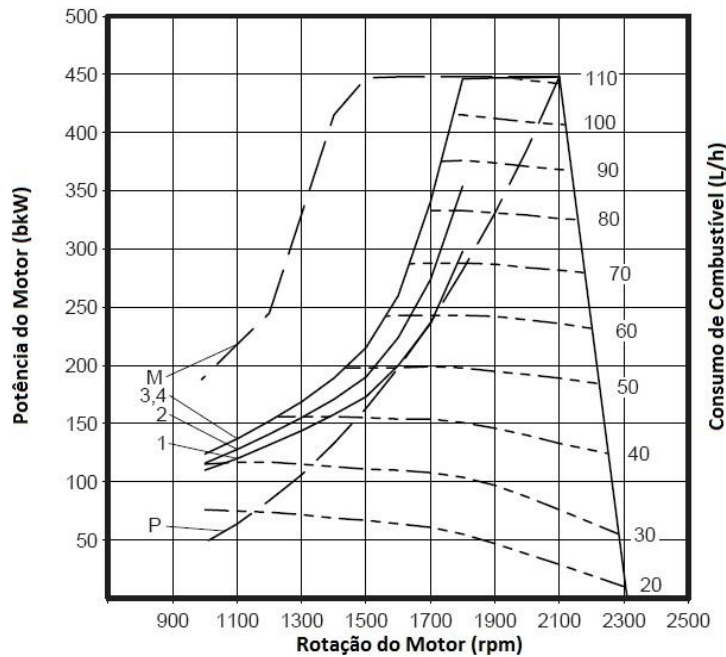


Figura 30– Fonte: Caterpillar Performance Curves, Modelo 3512 B

Como informação adicional, além da representação gráfica através das curvas de desempenho, é dadas informações tabuladas tais como o pressão de entrada, temperatura dos gases de exaustão, razão de consumo, eficiência de combustível, potência e velocidade.

ZONE LIMIT DATA								
	Speed rpm	Engine Power kW	Fuel Cons g / kW-hr	Fuel Rate L/hr	Boost Press kPa Gauge	Air Flow cu m/ min	Exh Temp C	Exh Flow cu m/ min
Curve 1	1800	298	203	71.9	934.8	22.9	390	53.6
	1600	200	211	50.5	453.9	15.4	403	36.8
	1400	158	215	40.4	264.2	11.8	404	28.3
	1200	132	215	33.9	179.6	9.4	402	22.3
	1000	110	218	28.6	129.9	7.5	405	17.9
Curve 2	1800	354	200	84.3	122.3	26.5	396	62.3
	1600	224	209	55.7	54.0	16.3	420	40.0
	1400	171	214	43.6	30.5	12.2	422	30.0
	1200	141	215	36.1	20.4	9.6	421	23.4
	1000	116	218	30.2	14.7	7.6	424	18.7
Curve 3	2100	448	208	111.1	201.3	40.9	344	88.3
	1900	447	206	109.7	189.7	35.7	376	82.2
	1700	341	203	82.5	111.0	23.9	427	58.6
	1500	215	210	53.7	47.5	14.8	445	37.5
	1300	169	214	43.0	29.0	11.1	443	28.4
	1100	137	216	35.4	20.0	8.7	444	22.2
Curve 4	2100	448	208	111.1	201.3	40.9	344	88.3
	1900	447	206	109.7	189.7	35.7	376	82.2
	1700	341	203	82.5	111.0	23.9	427	58.6
	1500	215	210	53.7	47.5	14.8	445	37.5
	1300	169	214	43.0	29.0	11.1	443	28.4
	1100	137	216	35.4	20.0	8.7	444	22.2

Tabela 21– Fonte: Caterpillar Performance Curves, Modelo 3512 B

12 - Interações Casco – Motor – Hélice

Após vistos alguns conceitos representativos a respeito do casco, hélice e motor, agora será apresentado um tópico correlacionando estes três aspectos, cuja interação é primordial para o desempenho da embarcação.

Quando das Provas de Mar e Testes de Tração Estática, a embarcação não atingir os requisitos de projeto relacionados a velocidade e Bollard Pull, alguns fatores deverão ser analisados com objetivo de solucionar os problemas encontrados.

Geralmente as razões que devem ser analisadas são:

Baixa Potência gerada pelo motor: Pode ser resolvida medindo e gravando dados para análise dos parâmetros de desempenho, como consumo específico, exaustão e ventilação na Praça de Máquinas, entre outros.

Ajuste da injeção de combustível: Muitas das situações envolvendo a performance do motor, uma das alternativas é o ajuste da injeção de combustível na câmara de combustão, sendo a primeira vista a mais rápida e barata para resolução do problema.

Tal solução é dada com objetivo do aumento da rotação, podendo ser melhor visualizada pelo gráfico Velocidade x Potência x Consumo Específico, onde com o aumento do consumo, aumenta-se a potência disponível.

Porém, está é uma solução incorreta, uma vez que na maioria dos casos a rotação desejada não é atingida, tendo como demais problemas a perda de vida útil, aumento de falhas e conseqüentemente maiores custos com manutenção.

Ajuste da Posição *Iddle*: este método consiste em aumentar a condição de *Iddle* (Ponto Morto) do motor para um limite maior de velocidade livre, ou seja, sem carga. Um dos maiores problemas encontrados é que o resultado desejado pode não ser encontrado, uma vez que se a injeção de combustível estiver na posição de máxima capacidade, um ajuste para a maior velocidade de rotação livre, não resultará em uma mudança significativa.

Correção do Passo do Hélice: Caso seja identificado que o hélice projetado esteja com um passo maior que o requerido, uma fórmula simples pode ser utilizada para determinar um passo menor e com isso liberar o motor, fazendo com que ele gire mais livre, ou seja, com menos torque.

$$P_{req} = P_{atual} \cdot \frac{RPM_{over}}{RPM_{des}}$$

Preq: Passo Requerido.

Patual: Passo atualmente utilizado.

RPM Over: Rotação do Motor desenvolvida com o Passo do Hélice maior.

RPM Des: Rotação do Motor a ser desenvolvida conforme especificação do fabricante, não sendo sobrecarregado.

Redução da Potência do Motor: Para embarcações de Deslocamento que tem como velocidade um parâmetro importante, pode-se utilizar um método que consiste em atuar em duas frentes, sendo Ajuste da injeção de combustível e Ajuste da Posição *Iddle*.

Utilizando a formulação abaixo, pode-se observar que os resultados alcançados estarão dentro dos limites aplicáveis do motor e hélice.

$$\frac{hp_1}{hp_2} = \left[\frac{n_1}{n_2} \right]^3 \text{ ou } hp_2 = hp_1 \cdot \left[\frac{n_2}{n_1} \right]^3$$

hp1: Potência do motor, em HP, produzida à máxima rotação durante a Prova de Mar;

hp2: Potência demandada pelo propulsor, tendo a nova rotação, em RPM, do motor;

n1: Rotação do motor, em RPM, medidas durante a Prova de Mar, sendo aquela sem alteração nas configurações originais do equipamento;

n2: Rotação do motor, em RPM, que deverá ser utilizada para prover a nova potência do motor, considerando os limites operacionais de demanda do hélice e transmissão.

Durante este procedimento operacional descrito, a potência do motor e rotação são reduzidos, no entanto a potência demandada pelos hélices diminui muito mais rápido que a potência do motor quando a rotação do hélice é reduzida, conforme pode ser visto no gráfico abaixo:

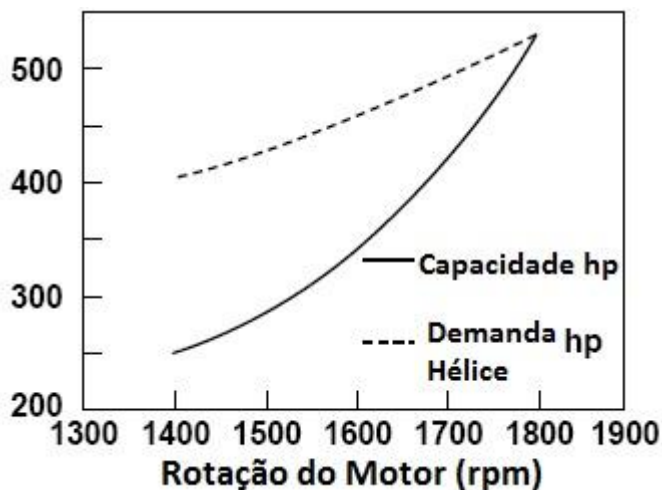


Figura 31 – Fonte: *Introduction to Marine Engineering*

12.1 - Tolerâncias para o Casco, Motor e Hélice

Para finalizar este capítulo, será observado neste tópico as tolerâncias de operação nos parâmetros anteriormente estudados, com objetivo de otimizar os cálculos do sistema propulsivo com intuito de obter o melhor desempenho.

De maneira geral, pode-se reportar que após calculados os valores dos fatores que compõem o sistema propulsivo, algumas tolerâncias são dadas para o motor, propulsor e casco, cujos podem ser observados na tabela e gráfico abaixo:

Componente	Faixa de Tolerância
Motor	+ ou - 3%
Propulsor	+ ou - 3%
Casco	+ 20%

Tabela 22

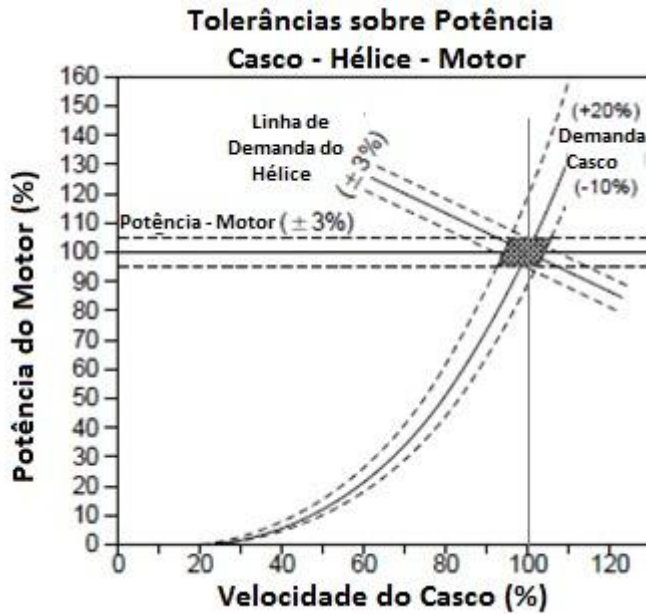


Figura 32– Fonte: *Introduction to Marine Engineering*

Tal curva em função da velocidade é dada para embarcação de deslocamento onde pode-se observar os limites estabelecidos para cada parâmetro descritos na tabela 23 em função da redução ou aumento da percentagem da velocidade.

	Redução da Velocidade	
	92%	97%
Casco	+ 20%	+ 20%
Motor	-3%	+ 3%
Hélice	-3%	+ 3%

	Aumento da Velocidade	
	102%	107%
Casco	-10%	-10%
Motor	-3%	+ 3%
Hélice	-3%	+ 3%

Potência do Motor Constante		
	Limite Parâmetro	Velocidade
Casco	+ 20%	95%
Casco	-10%	103%
Hélice	+ 3%	103%
Hélice	-3%	95%

Casco Constante		
	Limite Parâmetro	Velocidade
Motor	+ 3%	95%
Motor	-3%	103%
Hélice	+ 3%	103%
Hélice	-3%	95%

Hélice Constante		
	Limite Parâmetro	Velocidade
Casco	+ 20%	95%
Casco	-10%	103%
Motor	+ 3%	107%
Motor	-3%	95%

Tabela 23

A figura 32 foi analisada tendo como referência cada linha cheia, ou seja, para os parâmetros de forma constante, em função da variação dos parâmetros, cujo objetivo é verificar a porcentagem da velocidade desenvolvida.

O maior ganho de velocidade é dado no caso em que tem-se o hélice constante, ou seja, na sua configuração original com o limite superior da Potência do Motor.

O mesmo ganho foi obtido com o limite inferior do casco, e nos limites superiores da Potência do Motor e Hélice, onde chega-se à conclusão que atentando-se para o aumento ou diminuição dos valores dos parâmetros do casco, motor e hélice, pode-se otimizar o Sistema Propulsivo.

13. Estudo de Caso

Este capítulo pretende mostrar um estudo de caso baseado no problema que consiste na redução da Potência Instalada a bordo de um rebocador da série Ramparts 2.500 de 55 t.

Este estudo tem basicamente a intenção de analisar e definir qual o melhor conjunto propulsivo, através do binômio motor x hélice, que atenda as expectativas da redução da Potência Instalada mantendo a mesma capacidade de Bollard Pull.

Serão consideradas premissas baseadas em análises de programas de modelagem de casco, planilhas customizadas para os cálculos de previsão de hélices, empuxo requerido e Bollard Pull, comparações e validações para uma melhor análise do processo e conseqüente decisão do melhor conjunto propulsivo.

13.1 - Definição do Problema

Após vistos os conceitos principais que serão utilizados neste trabalho, será realizado um estudo de caso com objetivo de verificar as condições de operação de uma embarcação de 55 Toneladas de Tração Estática com a Potência Instalada de 3.280 kW.

O objetivo deste estudo é verificar a condição de Tração Estática, porém com a redução da Potência Instalada a bordo, uma vez que reduzindo esta em 280 kW, entra-se numa faixa de operação onde não é necessário aumentar os custos operacionais devido à não necessidade de oficiais de máquinas.

O estudo será dividido por fases, cujo objetivo final é comparar os resultados entre a configuração propulsiva real e a considerada ideal.

O objeto de estudo é um rebocador com as características dadas abaixo:

Loa	24,40 m
Boca	10,25 m
Calado Máximo	2,90 m
Pontal	4,31 m
Potência Instalada	3.280 kW
RPM Propulsor	288 rpm
Bollard Pull	55 ton

Tabela 24

Para o início do Estudo de Caso do presente projeto, primeiramente será visto a configuração inicial da embarcação, sendo propulsada pelo propulsor Kawasaki modelo KST-180ZF/B1 e motor Caterpillar 3516B, sendo 1.641 kW @ 1.600 RPM.

Utilizando os conceitos estabelecidos no capítulo Conceitos para Otimização da Potência Instalada, tem-se que para operação de um motor de um rebocador portuário encontra-se na Zona 2-3, cujo período de operação é acima de uma hora, seguida de mais uma hora operando sob ou sobre a linha 1 em dadas condições combinadas de potência e velocidade.

Desta forma, é dado abaixo o gráfico do motor para a Potência e Torque em função da velocidade :

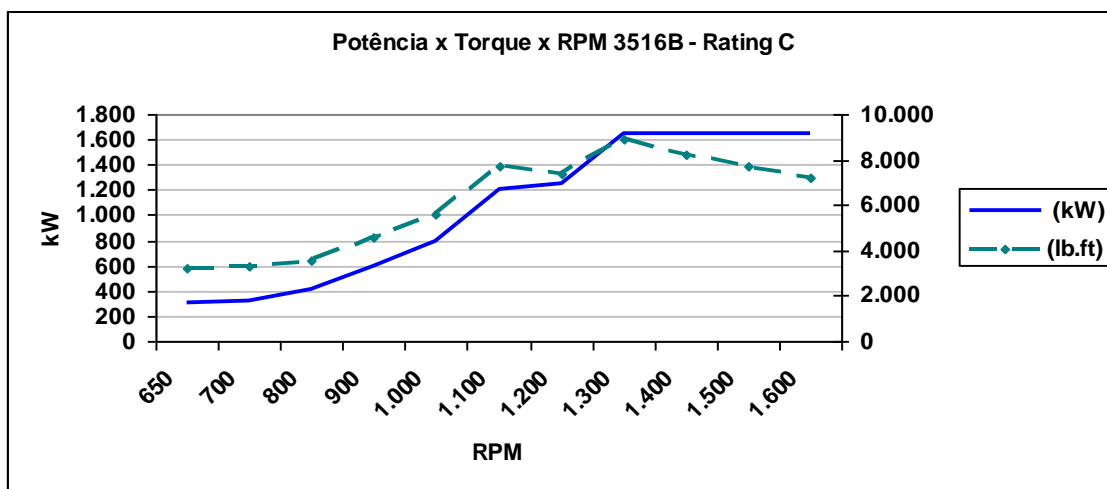


Figura 33

Observa-se através do gráfico que quando a potência máxima fornecida pelo motor é atingida, sendo constante para o aumento da rotação, o torque cai, onde tal observação pode ser melhor visualizada através da fórmula abaixo, onde o Torque (Q) é dado em kN.m e a rotação (n) é dada em rps.

$$Pot=2.\pi.Q.n \text{ (kW)}$$

Analisando a fórmula tem-se que para manter a potência constante, e aumento da rotação, o torque tende a cair. Partindo-se desta formulação, foi calculada para o motor 3516B a potência a partir da formulação dada, convertendo os valores de Torque e Rotação para as unidades descritas no parágrafo anterior.

Abaixo segue a tabela e gráfico comparativo entre os valores reais, fornecidos pelo fabricante e a potência calculada

Motor	Calculado	Motor	Calculado
Torque	Torque	Potência	Pot=2*pi()*Q*n
lb.ft	kN.m	kW	kW
3.240,10	4,39	299,03	299,02
3.290,26	4,46	327,36	327,01
3.565,36	4,83	404,91	404,97
4.617,13	6,26	589,85	589,99
5.620,21	7,62	797,90	797,96
7.741,43	10,50	1.208,78	1.209,05
7.371,91	9,99	1.255,76	1.256,01
8.887,60	12,05	1.640,54	1.640,43
8.253,30	11,19	1.640,54	1.640,54
7.703,08	10,44	1.640,54	1.640,54
7.221,45	9,79	1.640,54	1.640,50

Tabela 25

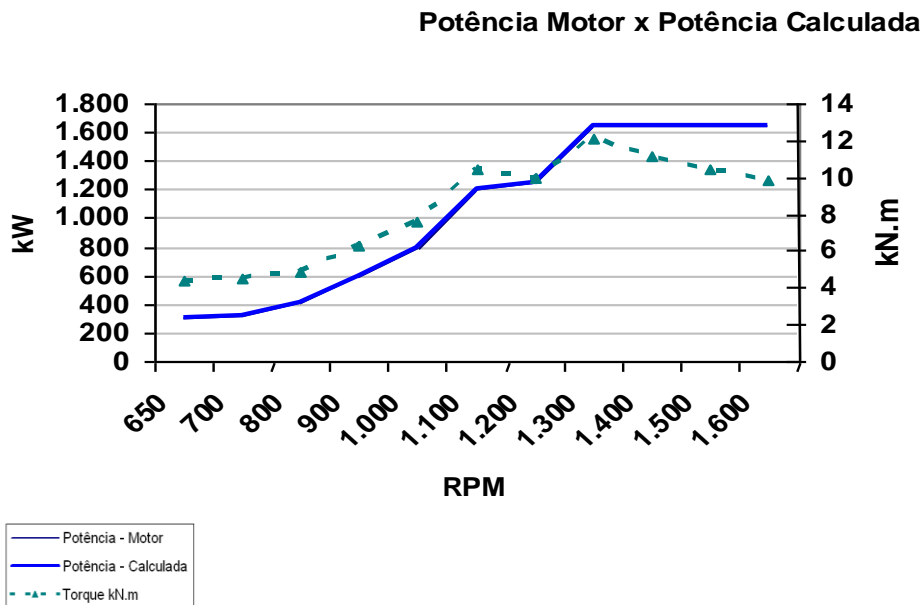


Figura 34

A partir de agora, será analisado o comportamento do gráfico do motor em conjunto com o hélice, integrando assim o binômio Motor – Hélice, cuja é a análise fundamental deste estudo de caso.

13.2 - Análise Motor – Hélice

Neste tópico será estudado a integração entre o motor e hélice considerados de projeto do rebocador em análise.

Os pontos principais a serem estudados nesta interação é buscar o ponto do hélice ideal com o motor instalado a bordo, através do fluxograma estabelecido no capítulo conceitual, porém partindo-se da premissa que há uma limitação do ponto de vista operacional, cujo é objeto de estudo do presente projeto.

Cabe dizer que para determinarmos esta interação, considerada ótima, serão feitas comparações com a planta real projetada e instalada a bordo, outra que será dada pela potência instalada menor que 3.000 kW, porém com o mesmo conjunto de hélices e finalmente a determinação da melhor relação motor – hélice através das formulações de hélices e a partir disto a busca do motor, conforme sugerido no fluxograma do capítulo conceitual, mostrado na figura 35:

Embarcações com Requisitos de Tração Estática

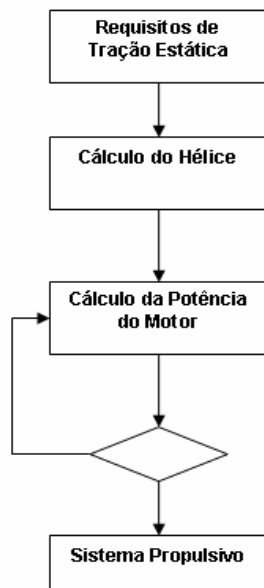


Figura 35

13.3 - Estudo da planta real projetada e instalada a bordo

13.3.1 - Cálculo do Sistema Propulsivo original da embarcação

O rebocador objeto de estudo deste Estudo de Caso, tem a seguinte configuração:

Propulsores – Fabricante Kawasaki, modelo KST-180ZF/B1

Motores – Fabricante Caterpillar, modelo 3516B, 1641 kW @ 1600 RPM.

Primeiramente, estudando somente as características dos propulsores, tem-se abaixo as curvas de Bollard Pull e potência demandada, dada em BHP.

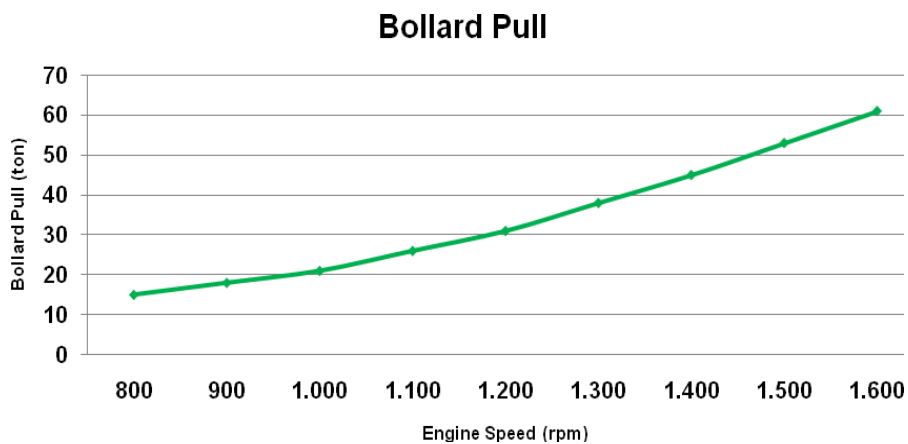


Figura 36

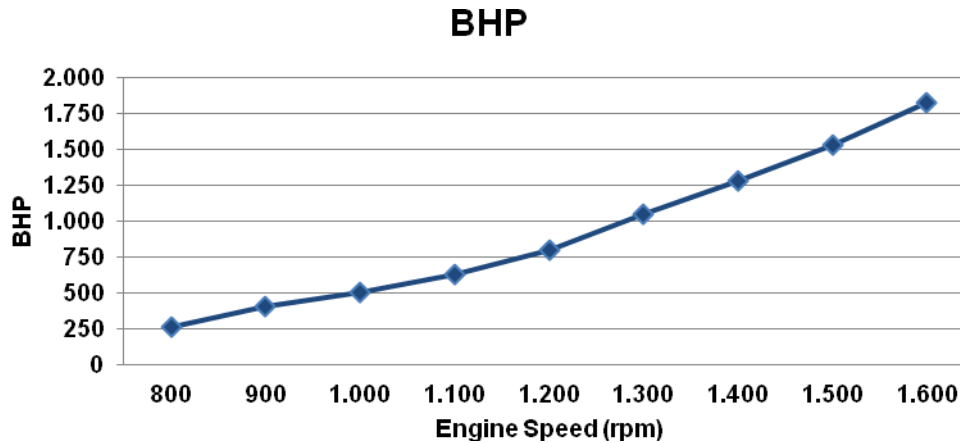


Figura 37

Observando as curvas acima, pode-se determinar a priori qual a potência necessária dos motores visando obter melhor rendimento do rebocador para atender a demanda de 55 t.

Tendo abaixo um gráfico sobreposto com as duas relações acima, para melhor visualização qual a potência necessária para ter o Bollard Pull desejado de acordo com o fabricante dos propulsores.

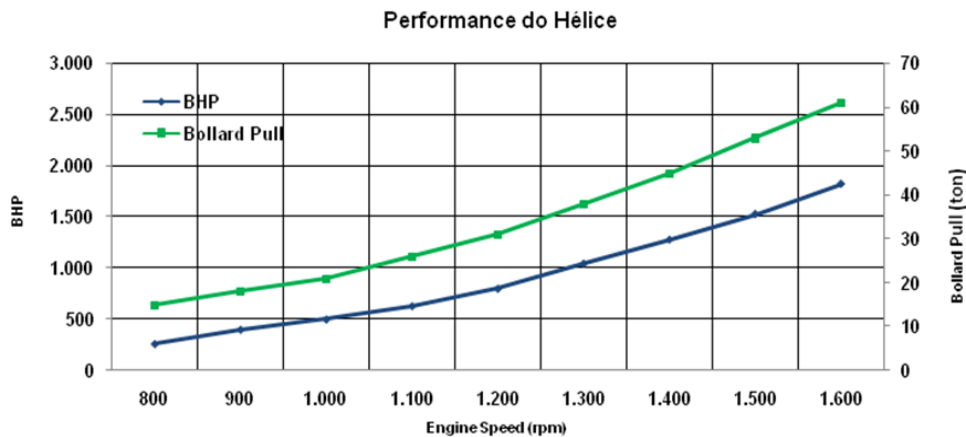


Figura 38

Dado o gráfico acima, tem-se os dados completos necessários para a determinação do sistema propulsivo a partir dos dados dos propulsores, ou seja, para atingir 55 t de Bollard Pull, deve-se ter uma potência aproximada de 1600 BHP (1.193 kW) a 1500 rpm.

Agora será mostrado o gráfico somente do motor considerado para a embarcação, tendo a potência x torque, onde o objetivo é visualizar a potência e o torque máximos desenvolvidos pelo motor instalado a bordo.

Observa-se que a potência máxima desenvolvida pelo motor é de 2.200 bhp com um torque de 8.000 lb.ft, cujos valores serão referências para compor as análises entre motor x hélice com objetivo de verificar se os equipamentos instalados têm o melhor conjunto.

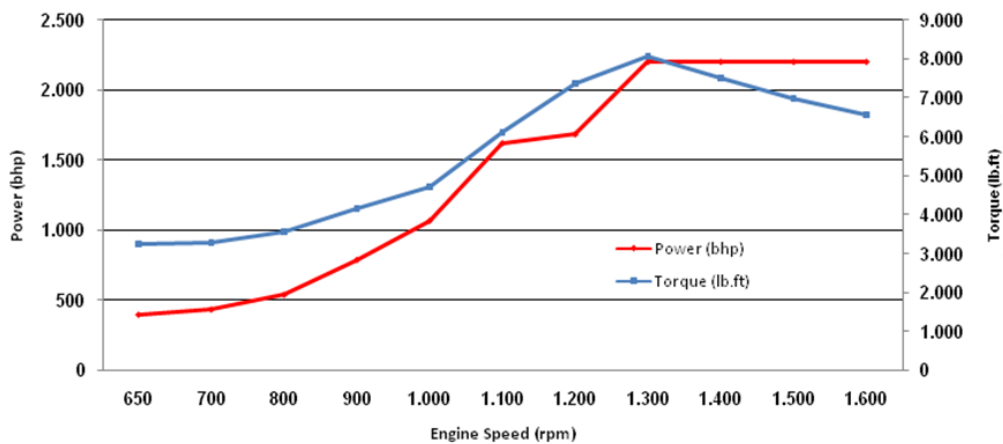


Figura 39

Compondo agora os gráficos de potência requerida pelo propulsor versus potência ofertada pelo motor, tem-se abaixo:

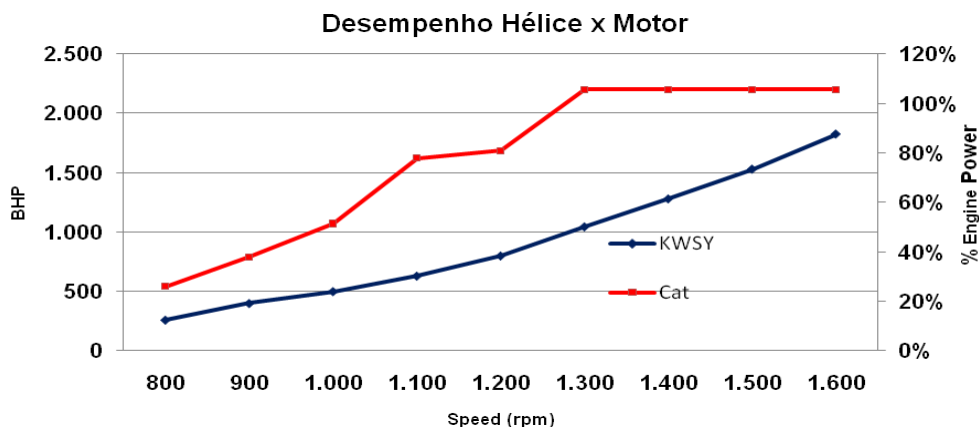


Figura 40

A tabela 26 estratifica os valores das potências do motor e propulsor e a porcentagem dissipada para cada faixa de rotação, onde nota-se que na potência máxima oferecida, utiliza-se 83,0%.

RPM	KWSY bhp	Cat bhp	%
800	260	543	47,9%
900	400	791	50,6%
1000	500	1.070	46,7%
1100	630	1.621	38,9%
1200	800	1.684	47,5%
1300	1.045	2.200	47,5%
1400	1.280	2.200	58,2%
1500	1.530	2.200	69,5%
1600	1.825	2.200	83,0%

Tabela 26

Para melhor ilustrar esta taxa de utilização, será descrito no tópico a seguir quais as recomendações para uma melhor racionalização entre a potência ofertada pelo motor e a demandada pelo hélice.

13.4 - Utilização Motor x Propulsor

Para um melhor conjunto motor x propulsor, deve-se determinar o ponto ótimo de operação, que será chamado de PD, *Propeller Design Point*, sendo a combinação de velocidade e potência determinada na condição de Rotação Leve do Hélice (*Light Running Propeller*).

Sabendo-se que para as reais condições de operação, após determinada a condição de operação do hélice, esta é calculada para águas calmas, casco limpo e a embarcação em condições de prova de mar após a construção e/ou reparo, não sendo a condição rotineiramente utilizada.

Desta forma, devido à deterioração das condições de operação da embarcação, que com o passar do tempo aumentam a Resistência ao Avanço, após determinada a potência necessária do motor, deve-se determinar uma potência extra, dada em torno de 22% da PD, sendo composta das margens de mar e rotação.

Será apresentado abaixo o gráfico *Engine Layout*, cujo objetivo é determinar os limites de potência e rotação do motor aliado aos pontos de operação do hélice.

Engine Layout

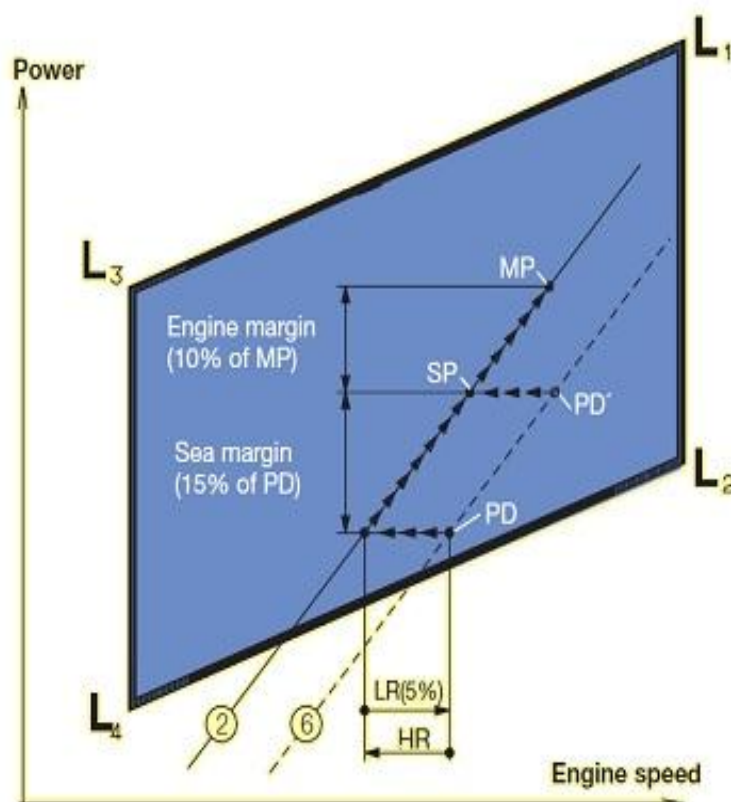


Figura 41 – Fonte: *Basic Principles of Ship Propulsion*
Legenda

L1 a L4: Limites do Motor

2 : Curva do Hélice na condição de operação após aplicadas as margens (Heavy Propeller Curve)

6 : Curva do Hélice na condição de casco limpo e mar calmo (Light Heavy Curve)

MP: Ponto Especificado de Propulsão

SP: Ponto de Serviço de Propulsão

Pd': Ponto Alternativo de Projeto do Propulsor

LR: Fator de Corrida Leve (Light Running Factor)

HR: Heavy Running

Desta forma, sabendo-se que há sobra de potência do motor e mesmo assim o Bollard Pull de projeto é atingido, passa-se agora a verificar a real possibilidade da redução da Potência Instalada, tendo a partir do próximo tópico a evolução deste trabalho, conforme proposto.

13.5 - Modelagem do Casco

Com objetivo de melhor avaliar a resistência do casco, optou-se por modelá-lo, onde desta forma pode-se realizar uma melhor análise da Resistência Total, não incluindo a resistência adicional em ondas.

Para a modelagem, foi utilizado o programa Max Surf versão 11, cujas características principais do casco são dadas abaixo.

Lpp	23,11 m
Boca	10,25 m
Calado	2,90 m
Deslocamento	400,26 ton
Volume	390,49 m ³
Área Molhada	200,92 m ²
Cb	0,57
Cp	0,65
Cm	0,89
Cwp	0,86

Tabela 27

A modelagem do casco não será discutida de forma detalhada, uma vez que as características da embarcação construída foram mantidas, porém para o presente modelo não foi feita a superestrutura, uma vez que para o cálculo da resistência, esta área seria desconsiderada por não impactar no valor total.

Para finalizar e ratificar a posição descrita no parágrafo anterior, foi estimado o cálculo da Força de Arrasto da Superestrutura, cujo resultado e os parâmetros utilizados para o cálculo são dados abaixo, cujo valor não será considerado no cálculo de Resistência Total da embarcação.

Cálculo Resistência da Superestrutura		
Área	31,60	m ²
par	1,23	kg/m ²
Velocidade	6,17	m/s
Ca	0,02	
Fa	59,01	N

Tabela 28

Vistas da Modelagem do Casco - Rebocador Série 55 ton

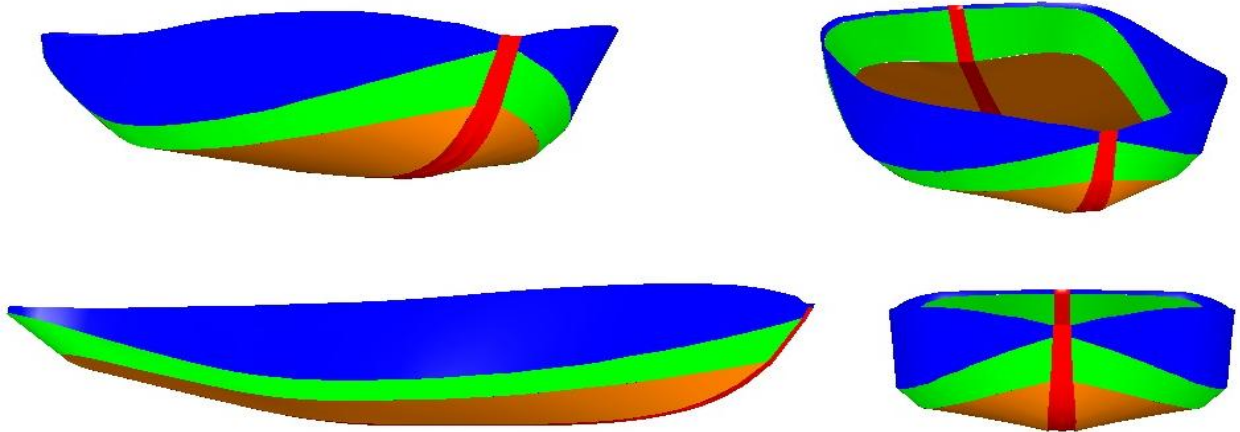
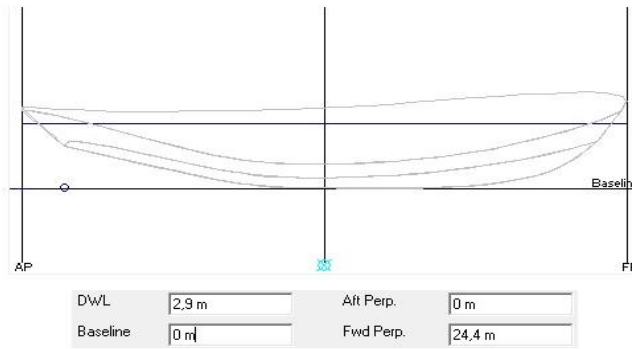


Figura 42

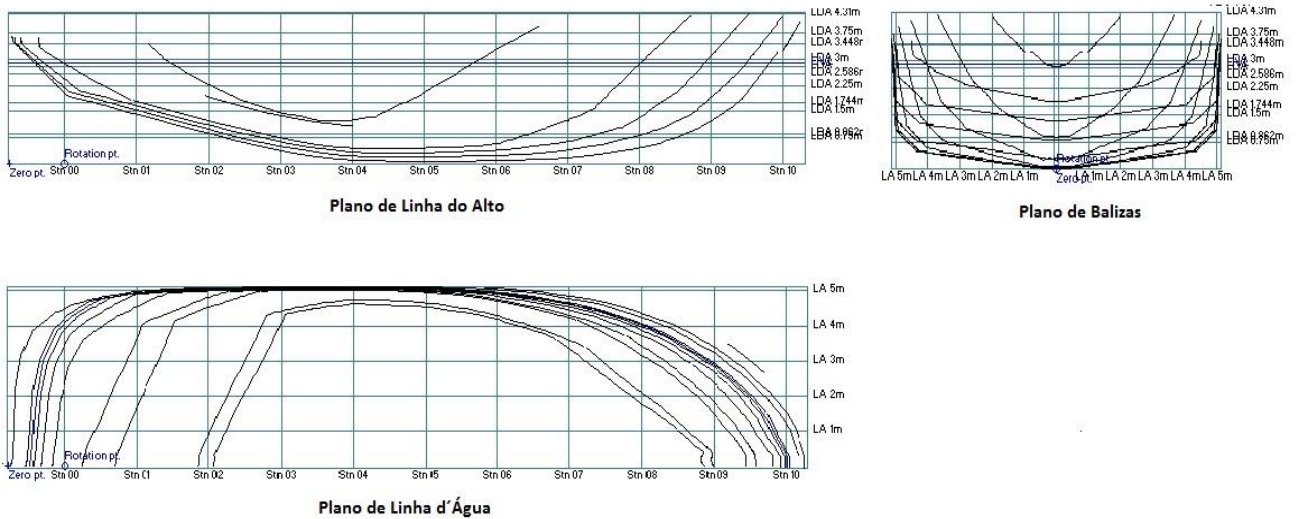


Figura 43

13.6 - Determinação da Resistência ao Avanço

Para determinação da Resistência ao Avanço com maior precisão, foi feita uma comparação entre os valores calculados através da Planilha de Cálculo do Método de Estimativa de Potência Propulsiva por J. Holtrop e G.G.J. Mennem e pelo programa Hull Speed e o programa Hull Speed versão 11.

Esta comparação foi feita com objetivo de termos uma maior confiabilidade nas informações, onde a validação de tais valores através de um programa computacional é válido para que se tenha maior confiabilidade nos resultados apresentados no projeto, uma vez que os valores obtidos para o Coeficiente de Empuxo, e eficiências do casco são fundamentais para a escolha do melhor sistema.

Os passos para esta comparação são dados através da modelagem do casco, conforme informado no tópico “Modelagem do Casco”, onde em paralelo, utilizou-se a planilha de Estimativa de Potência para determinar a Resistência Total do Casco, pois é um dos parâmetros do programa Hull Speed.

Cabe dizer que a determinação da eficiência do casco, pela planilha Holtrop, foi realizada com os dados de entrada das características principais da embarcação, incluindo as dos propulsores, com a configuração atual dos rebocadores.

O programa Hull Speed tem como entradas de dados os seguintes parâmetros: Método de Cálculo, Velocidade e Eficiência, onde foram determinados o Método de Holtrop, 0 a 12 kts e 57,9%, conforme encontrado através dos cálculos na ferramenta utilizada.

Desta forma, tendo os valores de saída da Resistência Total do programa, pode-se comparar com o modelado na planilha, cujo principal parâmetro é a eficiência total.

Abaixo é dado o gráfico comparando os valores de Resistência Total determinados através da Planilha de Cálculo do Método de Estimativa de Potência Propulsiva por J. Holtrop e G.G.J. Mennem, utilizada para predição de hélices para Wageningen Série B e pelo programa Hull Speed.

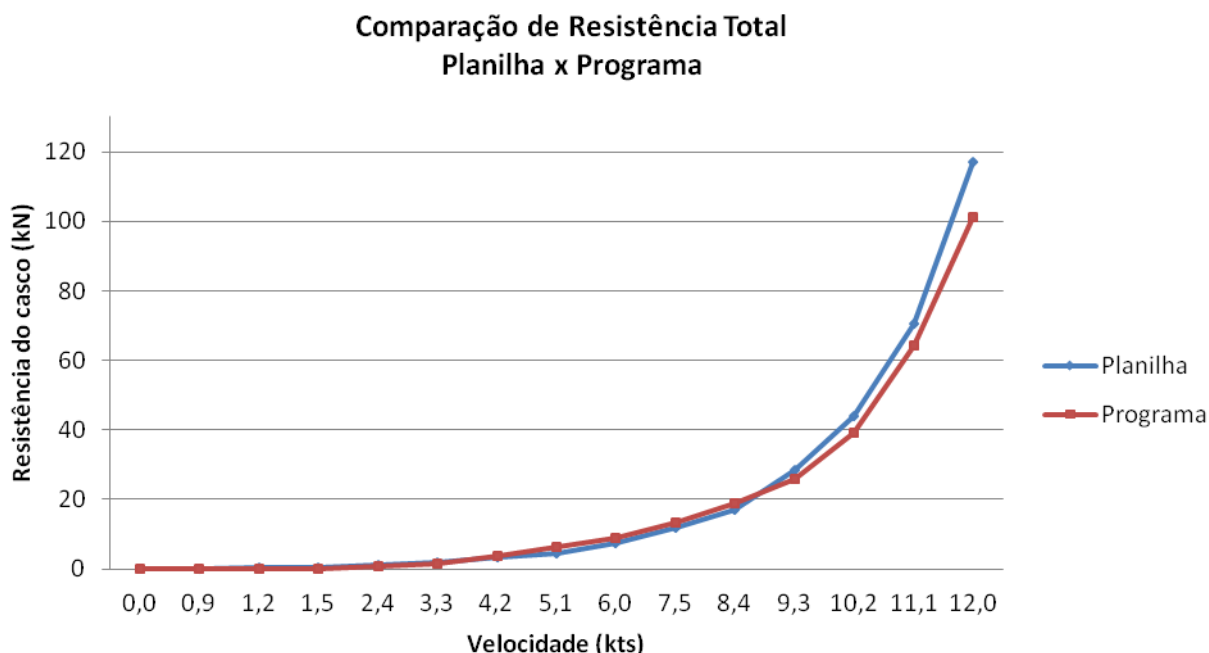


Figura 44

Pelo gráfico, observa-se que há pouca diferença entre os valores de resistência do programa e os obtidos através da planilha de cálculo, onde o valor com a maior diferença está entre 11 e 12 nós, porém com uma discrepância não superior a 14%, onde para o intervalo compreendido entre 0 e 4,2 nós não há discrepância de valores, tendo uma dispersão aproximadamente igual a zero.

Pela análise acima, pode-se dizer que a planilha para predição de hélices utilizada mostrou-se eficaz para a determinação da Resistência ao Avanço e com isso parte-se agora com maior precisão para os cálculos dos parâmetros propulsivos.

13.6.1 - Comparação da resistência com o rebocador navegando e em condição de Tração Estática

Sabendo-se que um rebocador opera na condição de velocidade de avanço aproximadamente zero, $J \approx 0$, no decorrer do projeto, suscitou-se a dúvida de determinar a capacidade de Tração Estática a partir da condição navegando, ou seja, calculando-se o Bollard Pull na velocidade de serviço, se esta também atenderia na condição estática.

Tal hipótese foi considerada devido a falta de ferramentas adequadas para o cálculo na condição de $V \approx 0$, conforme visto no capítulo conceitual e desta forma, utilizando-se dos cálculos de Empuxo Requerido e Bollard Pull, que serão vistos posteriormente, analisar a viabilidade ou não dos resultados.

A diferença de conceito leva a realizar a seguinte comparação e para que se tenha uma resposta comparativa razoável, será feita uma comparação com dois métodos para determinação da Potência Instalada utilizados no projeto, sendo dadas as formulações abaixo:

Método 1 - $V_a = 12$ kts

$$P_e = R_T \cdot V_a$$

$$P_t = P_e \cdot \eta_c$$

$$P_d = \frac{P_t}{\eta_{rrr} \cdot \eta_o}$$

$$P_b = \frac{P_d}{\eta_s}$$

$$P_{b'} = P_b \cdot 1,2 \cdot 2$$

Método 2 - $V_a = 0$ kts

$$P_d = 2 \cdot \pi \cdot Q \cdot n$$

$$P_b = \frac{P_d}{\eta_s}$$

$$P_{b'} = P_b \cdot 1,2$$

Analisando ambos os métodos tem-se que o primeiro método é baseado na Velocidade de Avanço, tendo J valor positivo e diferente de zero, onde o segundo é dependente do Torque (Q) do hélice, não tendo relação alguma das eficiências propostas do casco e hélice.

Tal dependência faz com que a análise do desempenho do hélice e conseqüentemente do conjunto propulsivo seja focada somente nos valores dos coeficientes de empuxo e torque, uma vez que $J=0$.

Para que se tenha uma melhor análise nos cálculos de Bollard Pull e da Potência

Instalada a bordo da embarcação, no presente projeto ambos os métodos serão analisados, tendo abordagens qualitativas e quantitativas.

A primeira comparação foi realizada através do gráfico Comparação de Resistência Total, onde observou-se que a baixas velocidades a dispersão é menor e optou-se por prosseguir o estudo tendo como referência a planilha para os cálculos dos parâmetros propulsivos escolhida, quando analisado o Método 1.

13.7 - Cálculos dos Parâmetros Propulsivos

Um dos objetivos principais do trabalho é determinar a melhor relação do conjunto motor x propulsor e para que isso seja calculado, foram feitas várias iterações de rotação, diâmetro, relação passo – diâmetro e razão de área, uma vez que as características principais da embarcação foram mantidas, incluindo a velocidade, uma vez que a intenção é otimizar a potência para este dado rebocador.

A ferramenta utilizada foi a Planilha de Cálculo do Método de Estimativa de Potência Propulsiva por J. Holtrop e G.G.J. Mennem, cuja teve seus resultados discutidos no tópico anterior em relação à determinação da Resistência ao Avanço da embarcação.

Os valores considerados para as análises são dados abaixo e baseados nas seguintes premissas, seguido da tabela:

RPM : Rotação dada pelo fabricante do motor e hélices para a embarcação real estudada

D : Diâmetro mínimo e máximo baseado em modelos semelhantes da mesma série

P/D : Relação Passo – Diâmetro de acordo com as curvas kt, kq e J da Série - B

Ae/A0 : Razão de Área de acordo com as curvas kt, kq e J da Série B

N : Número de Pás

Parâmetro	Valor		
	Mínimo	Máximo	Intervalo
rpm (n)	700	1.600	100
D	2,00	2,50	0,50
P/D	0,50	1,50	0,10
Ae/A0	0,30	1,05	0,05
N	3	5	1

Tabela 29

13.7.1 - Método 01

Os valores calculados são para: eficiências do casco, rotativa relativa, em águas abertas, do eixo, total, coeficientes de esteira, fator de redução da propulsão, empuxo, torque, EHP, BHP e Diferença de Forças Propulsivas, sendo esta determinada através do Empuxo requerido e ofertado pelos propulsores, tendo abaixo a configuração da tabela:

η_c	η_{rr}	η_o	η_s	η_t	w	t	kt	kq	Δ Força Prop (kN)	Pe (kW)	Pt (kW)	Pd (kW)	Pb (kW)	Pb' (kW)
----------	-------------	----------	----------	----------	---	---	----	----	--------------------------	---------	---------	---------	---------	----------

Tabela 30

Os valores das eficiências de casco, rotativa relativa, águas abertas, coeficiente de esteira, fator de dedução de empuxo, k_t e k_q foram dados de saída da planilha Holtrop, descrita no capítulo conceitual, porém será descrito abaixo todas as formulações utilizadas nos cálculos dos parâmetros da tabela 30:

$$\eta_c = \frac{1-t}{1-w}$$

$$\eta_o = \frac{J}{2\pi} \cdot \frac{k_t}{k_q}$$

$$\eta_s = 0,995 \text{ (adotado para cálculos com linha de eixo para motores diesel)}$$

$$\eta_t = \eta_c \cdot \eta_{rr} \cdot \eta_o$$

$$w = \frac{V-V_a}{V}$$

$$t = \frac{T-R_t}{T}$$

$$k_t = \frac{T}{\rho \cdot n^2 \cdot D^4}$$

$$k_q = \frac{Q}{\rho \cdot n^2 \cdot D^5}$$

$$P_e = R_T \cdot V_a$$

$$P_t = P_g \cdot \eta_c$$

$$P_d = \frac{P_t}{\eta_{rr} \cdot \eta_o}$$

$$P_b = \frac{P_d}{\eta_s}$$

$$P_{B'} = P_B \cdot 1,2 \cdot 2$$

Parâmetro	nt	kt	kq	Força Disponível (kN)	Diferença de Forças Propulsivas (kN)	Pe (kW)	Pt (kW)	Pd (kW)	Pb (kW)	Pb' (kW)	BP (ton)
RPM											
Diâmetro (m)											
P/D											
Ae/A0											
N											

Tabela 31

A tabela 31 reporta os valores que farão parte da análise na busca do melhor conjunto propulsivo, onde os parâmetros relacionados são dados como os mais importantes, não excluindo os demais, porém por uma questão de melhor organização das informações, os relacionados serão discutidos para tomada de decisão.

O intervalo dado para a coluna “Parâmetro” é dado na tabela 32, gerando 48 cenários e um total de 528 valores analisados, cujos serão objetos de análises qualitativa e quantitativa, porém o intervalo apto para análise de cada parâmetro é dado abaixo:

RPM	η_t	kt	$T_{disp. (kN)}$	Δ Força Prop. (kN)	Pb' (kW)
1.300	0,6045	0,2072	78,62	9,37	2.936,93
1.600	0,5092	0,2693	154,81	160,37	3.486,59
Diâmetro (m)	η_t	kt	$T_{disp. (kN)}$	Δ Força Prop. (kN)	Pb' (kW)
2,0	0,5481	0,2460	92,96	38,28	3.238,97
2,5	0,4613	0,2990	275,79	406,81	3.848,63
P/D	η_t	kt	$T_{disp. (kN)}$	Δ Força Prop. (kN)	Pb' (kW)
0,80	0,5910	0,1520	87,21	28,02	3.004,10
1,40	0,3766	0,4877	279,75	413,18	4.714,79
Ae/A0	η_t	kt	$T_{disp. (kN)}$	Δ Força Prop. (kN)	Pb' (kW)
0,30	0,5247	0,2494	143,05	139,72	3.383,80
1,05	0,5083	0,2742	157,28	168,19	3.492,96
N	η_t	kt	$T_{disp. (kN)}$	Δ Força Prop. (kN)	Pb' (kW)
4	0,5065	0,2725	156,29	166,21	3.505,23
5	0,5076	0,2851	163,53	180,69	3.497,63

Tabela 32

13.7.2 - Método 02

Para o método 02, sendo aquele das reais condições de Bollard Pull, uma vez que o Coeficiente de Avanço é igual a zero, os parâmetros calculados são basicamente focados nos coeficientes de Empuxo e Torque, retirados da planilha de previsão de hélices e os cálculos de Empuxo Disponível, Bollard Pull, Potência Entregue e Potência Instalada.

kt	kq	T Disp. (kN)	Torque (kN.m)	Pd (kW)	Pb (kW)	Pb' (kW)	Bollard Pull (ton)
----	----	--------------	---------------	---------	---------	----------	--------------------

Tabela 33

$$k_t = \frac{T}{\rho \cdot n^2 \cdot D^4}$$

$$k_q = \frac{Q}{\rho \cdot n^2 \cdot D^5}$$

$$T \text{ Disp. (kN)} = k_t \cdot \rho \cdot n^2 \cdot D^4$$

$$\text{Torque (kN.m)} = k_q \cdot \rho \cdot n^2 \cdot D^5$$

$$P_D \text{ (kW)} = 2 \cdot \pi \cdot Q \cdot n$$

$$P_B(kW) = P_D \cdot 1,2 \cdot 2$$

$$BP(ton) = T_{Disp} \cdot 0,1 \cdot 2$$

Conforme feito no método 01, tem-se abaixo a tabela completa dos valores que serão analisados para este segundo:

Parâmetro	kt	kq	T Disp. (kN)	Torque (kN.m)	Pd (kW)	Pb (kW)	Pb' (kW)	Bollard Pull (ton)
RPM								
Diâmetro (m)								
P/D								
Ae/A0								
N								

Tabela 34

O Intervalo de dados considerados aptos para as análises do melhor conjunto propulsivo para o Método 02, foi consideravelmente muito melhor se comparados ao primeiro analisado, uma vez que não houve nenhuma restrição feita, conforme visto na tabela 35.

RPM	Força Prop (kN)	Torque (kN.m)	Pd (kW)	Pb' (kW)	Bollard Pull (ton)
650	47,95	16,03	196,61	237,11	9,22
1600	290,52	96,51	2.913,58	3.513,86	55,87

Diâmetro	Força Prop (kN)	Torque (kN.m)	Pd (kW)	Pb' (kW)	Bollard Pull (ton)
2,0	189,20	56,84	1.714,13	2.067,29	36,39
2,5	462,11	172,58	5.204,77	6.277,11	88,87

P/D	Força Prop (kN)	Torque (kN.m)	Pd (kW)	Pb' (kW)	Bollard Pull (ton)
0,5	109,64	20,84	628,64	758,15	21,08
1,5	432,09	209,16	6.308,02	7.607,66	83,09

Ae/A0	Força Prop (kN)	Torque (kN.m)	Pd (kW)	Pb' (kW)	Bollard Pull (ton)
0,30	211,12	62,30	1.878,97	2.266,10	40,60
1,05	298,12	98,33	2.965,37	3.576,32	57,33

N	Força Prop (kN)	Torque (kN.m)	Pd (kW)	Pb' (kW)	Bollard Pull (ton)
3	290,89	97,88	2.951,91	3.560,09	55,94
5	286,90	95,21	2.871,31	3.462,89	55,17

Tabela 35

13.8 - Análise Qualitativa dos Resultados propostos para os Métodos de Determinação da Potência Instalada

O método proposto para a determinação foi variando-se um parâmetro de cada vez, mantendo-se os demais conforme configuração real da embarcação.

Observando a tabela com os valores obtidos para cada parâmetro, foram listados aqueles que têm maior impacto sobre a performance operacional do rebocador e com isso, foi feita uma análise qualitativa dos resultados.

Essa análise qualitativa é para identificar quais parâmetros devem ser variados com objetivo de se ter um melhor otimização para os projetos que envolvam problemas de propulsão.

13.8.1 - Método 01

O gráfico a seguir mostra o impacto de cada parâmetro nos resultados obtidos, conforme vistos na tabela 32:

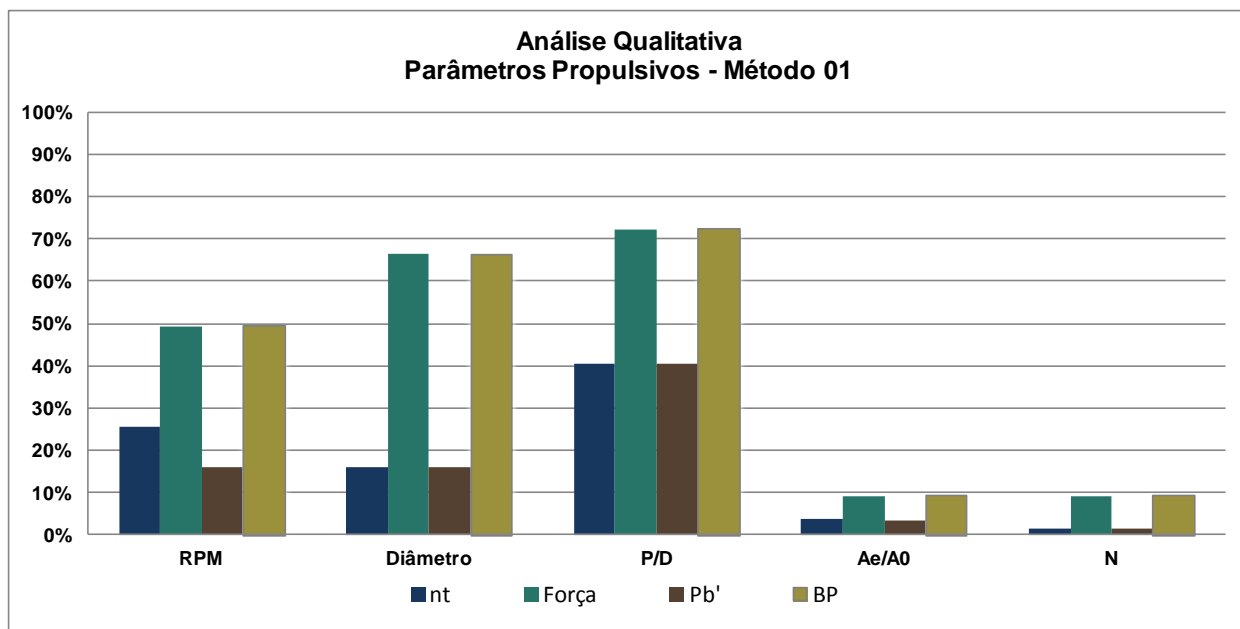


Figura 45

O gráfico acima foi concebido a partir da análise entre os valores mínimos e máximos obtidos para cada caso, onde transformou-se em uma única unidade esta variação para todos os parâmetros e resultados encontrados.

Como exemplo tem-se que para a variação da rotação entre 650 rpm e 1600 rpm o valor máximo foi encontrado e a partir deste, foi feita uma porcentagem em função dos outros valores, e com isso determinou-se a discrepância entre os valores.

De acordo com o gráfico acima, pode-se realizar outro tipo de análise através de uma Matriz de Influência, dada a seguir:

Matriz de Influência					
	nt	Força	Pb'	BP	Prioridade
RPM	Baixa	Media	Baixa	Média	Média
Diâmetro	Baixa	Média	Baixa	Média	Média
P/D	Média	Média	Média	Média	Média
Ae/A0	Baixa	Baixa	Baixa	Baixa	Baixa
N	Baixa	Baixa	Baixa	Baixa	Baixa

Até 25%	Baixa
> 25% e < 75%	Média
>75%	Alta

Tabela 36

As análises compostas do gráfico e da matriz mostram que quando um problema de propulsão é encontrado, os parâmetros que devem ser modificados primeiramente para ser ter um resultado mais eficaz são a Rotação e a relação Passo – Diâmetro.

Já a modificação do diâmetro para valores maiores não altera de forma efetiva a eficiência total e a potência da embarcação, porém para o empuxo tem impacto considerado médio o que afeta diretamente os resultados de Tração Estática.

Os outros dois parâmetro que causam pequeno impacto são a razão de área e o número de pás, uma vez que as alterações propostas tiveram baixos valores entre o mínimo e o máximo obtido, sendo então, dada uma ordem de prioridade, os últimos a serem considerados numa alteração física do hélice.

13.8.2 - Método 02

Para o método 02, faz-se a mesma análise para os parâmetros considerados no cálculo para redução da potência instalada, onde pode verificar na Matriz de Influência que para estes casos, quando é considerada a condição real de Bollard Pull, que alterando a rotação ou o passo do hélice, os resultados tendem a ser mais satisfatórios, uma vez que o grau de importância é maior.

Resultados não muito significativos podem ser vistos quando tenta-se otimizar aumentando o diâmetro do hélice ou então a razão de área ou número de pás, onde de certa forma pode-se comparar ao método 01, ou seja, quando se depara frente a este tipo de problema, analisar as causas raízes atuando diretamente na rotação ou na relação Passo / Diâmetro é a melhor solução.

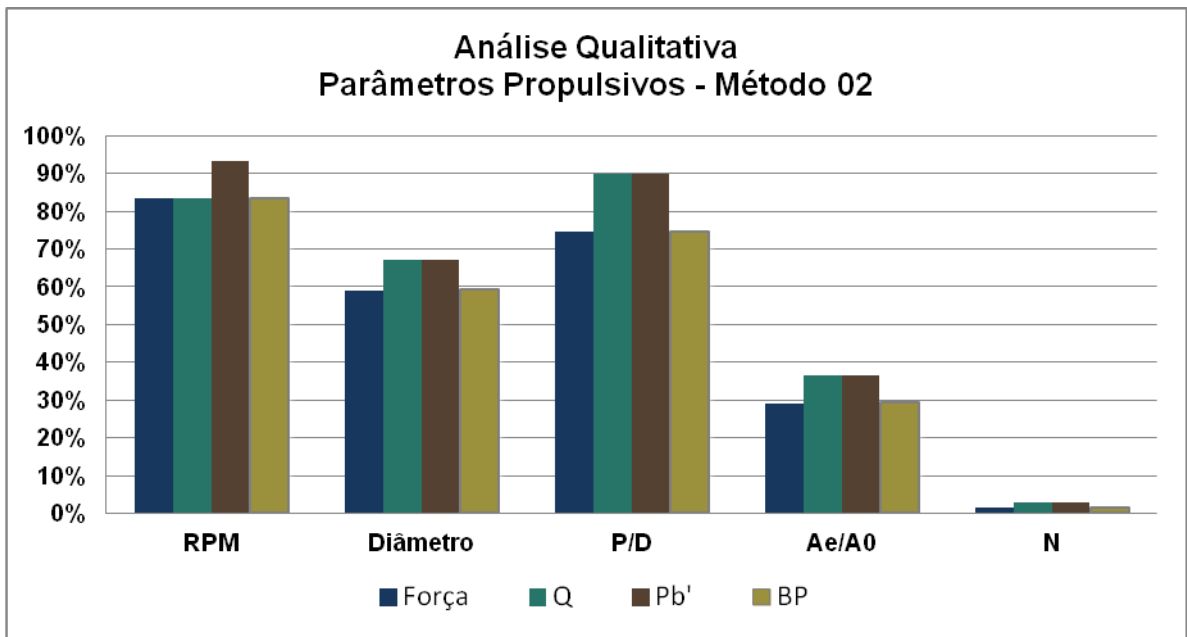


Figura 46

Matriz de Influência				
	Força	Q	Pb'	BP
RPM	Alta	Alta	Alta	Alta
Diâmetro	Média	Média	Média	Média
P/D	Alta	Alta	Alta	Alta
Ae/A0	Baixa	Baixa	Baixa	Baixa
N	Baixa	Baixa	Baixa	Baixa

Tabela 37

Até 35%	Baixa
> 35% e < 70%	Média
>70%	Alta

13.9 - Análise Quantitativa

O objetivo da análise quantitativa é determinar qual o melhor sistema propulsivo, em função da variação dos parâmetros, onde através das combinações é possível encontrar aquela que melhor otimiza a potência do rebocador.

Neste tópico será discutido quais as alternativas encontradas para redução da potência instalada e a discussão dos resultados, sendo determinados finalmente a nova proposta dos parâmetros do hélice.

Uma preocupação na otimização da potência do rebocador é verificar se o mesmo atende o mesmo valor de Bollard Pull de projeto, 55 toneladas, onde um parâmetro para avaliação são os valores do Coeficiente de Empuxo, uma vez que representa diretamente todos os principais parâmetros envolvidos.

Em tópico pertinente, serão comparados tais valores com as formulações que são usualmente utilizadas para o cálculo da potência em função do Bollard Pull requerida para dada embarcação.

Esta análise será realizada para ambos os métodos propostos, tendo as seguintes considerações gerais:

1 – Será apresentado um quadro com os cálculos dos parâmetros reais do propulsor de projeto e comparados os valores de Potência Instalada com as formulações utilizadas,

2 - Na formulação de P_b' não foi considerada a resistência adicional em ondas, uma vez que o processo foi calibrado entre a planilha e programa Hull Speed, onde ambos não consideram tais discrepâncias, mas sim, considerou-se a margem de extra de potência de 20%, conforme descrito em *Basic Principles of Ship Propulsion*.

3 - Tendo o objetivo final de determinar a potência menor ou igual a 3.000 kW, será avaliado baseando-se na análise qualitativa os parâmetros que mais podem impactar na redução da potência ofertada x requerida.

13.9.1 - Método 01

Os dados do propulsor são dados abaixo, com os resultados para ambos os métodos estudados:

Real	
Díâmetro do Propulsor (m)	2,22 m
N	4
Profundidade do eixo (m)	5,49 m
RPM	288
Razão de Áreas A_e/A_0	0,9200
Razão Passo Díâmetro	1,0148
R_t	132,05 kN
w	0,0925
t	0,0982
Va	5,6020 m/s
nc	0,9937
nrr	0,9811
n0	0,5221
ns	0,9950
nt	0,5065
kt	0,272
kq	0,044
Força Requerida	146,44 kN
Força Disponível	312,65 kN
Torque Disponível	55,61 Kn.m
Pe	739,76 kW
Pt	744,43 kW
Pd	1.453,21 kW
Pb	1.460,51 kW
Pb'	3.367,94 kW

Tabela 38

Observando a tabela 38, tem-se que para a potência estimada pelo método de Holtrop e a real da embarcação (3.280 kw), há uma discrepância menor que 3%, não sendo impactante para o projeto.

Feitas as análises de variação dos valores de rotação, razão passo-diâmetro, razão de área, diâmetro e número de pás, serão mostradas as combinações que deram os melhores resultados para os valores de eficiência total, kt, empuxo disponível, P_b e Bollard Pull.

Para esta análise, foram feitas iterações com os parâmetros que tiveram os melhores resultados e foi observado como uma boa referência para se obter as melhores relações, o valor do Empuxo Requerido com a configuração original, sendo igual a 156,33 kN, cujo resultado é obtido de um Bollard Pull de 55 ton, pois é dado com a configuração real da embarcação.

Observando novamente a formulação do empuxo, $T = k_t \cdot \rho \cdot n^2 \cdot D^4$, observa-se que para se aumentar de maneira mais eficaz, altera-se o diâmetro, uma vez que é elevado à quarta potência, a seguir a rotação, sendo elevado ao quadrado, ou seja, pode-se ter um coeficiente de empuxo menor, porém com o valor requerido maior, sendo esta a vertente utilizada no presente trabalho.

É válido observar que pela matriz qualitativa, o aumento do RPM e da razão passo - diâmetro vem corroborar com esta análise, uma vez que para a diferença propulsiva, os parâmetros analisados interferem de forma significativa.

Observando a fórmula do empuxo, pode-se prever tanto os valores de força requerida e disponível baseados em parâmetros que podem ser calculados, tendo como exemplo, qual valor do coeficiente de empuxo, kt, necessário para ter um determinado Bollard Pull ou então a partir deste requerido quais os valores de empuxo calculado.

Pela formulação pode-se prever o valor de kt igual a 0,47, que é um valor a ser buscado nas iterações para resolução do problema para alcançar um empuxo requerido, porém o que realmente será verificado é o valor do Bollard Pull, cujo deverá ser no mínimo 55 ton, conforme especificação de projeto, cujo resultado só foi obtido através do Método 02.

Vale dizer que pode-se buscar um T requerido através do diâmetro e RPM, além do valor de kt, desta forma é importante estabelecer um critério de análise, observando por exemplo além do T requerido, o valor da Eficiência em Águas Abertas.

13.10 - Alternativas dimensionais para otimização da potência

Na busca da melhores relações de parâmetros propulsivos, conforme descrito anteriormente tem-se as tabelas abaixo reportando os valores dos parâmetros que foram mapeados na Análise Quantitativa, dentro do intervalo com os resultados satisfatórios, conforme explicitado anteriormente.

rpm	nt	kt	Força Disponível (kN)	Diferença de Forças Propulsivas (kN)	Pe (kW)	Pd (kW)	Pb (kW)	Pb' (kW)	BP (ton)
1.300	0,60	0,2072	78,62	9,37	739,76	1.217,60	1.223,72	2.936,93	15,72
1.400	0,57	0,2311	101,69	55,09	739,76	1.290,52	1.297,01	3.112,82	20,34
1.450	0,55	0,2417	114,10	79,69	739,76	1.328,41	1.335,08	3.204,19	22,82
1.500	0,54	0,2516	127,09	105,44	739,76	1.366,95	1.373,82	3.297,16	25,42
1.600	0,51	0,2693	154,81	160,37	739,76	1.445,48	1.452,74	3.486,59	30,96

D (m)	nt	kt	Força Disponível (kN)	Diferença de Forças Propulsivas (kN)	Pe (kW)	Pd (kW)	Pb (kW)	Pb' (kW)	BP (ton)
2	0,55	0,2460	92,96	38,28	739,76	1.342,82	1.349,57	3.238,97	18,59
2,1	0,53	0,2588	118,86	90,64	739,76	1.392,67	1.399,67	3.359,20	23,77
2,2	0,51	0,2703	149,54	152,58	739,76	1.443,08	1.450,33	3.480,80	29,91
2,3	0,49	0,2808	185,54	225,17	739,76	1.493,81	1.501,32	3.603,17	37,11
2,4	0,48	0,2903	227,43	309,52	739,76	1.544,69	1.552,45	3.725,88	45,49
2,5	0,46	0,2990	275,79	406,81	739,76	1.595,58	1.603,60	3.848,63	55,16

P/D	nt	kt	Força Disponível (kN)	Diferença de Forças Propulsivas (kN)	Pe (kW)	Pd (kW)	Pb (kW)	Pb' (kW)	BP (ton)
0,80	0,59	0,152	87,21	28,02	739,76	1.245,45	1.251,71	3.004,10	17,44
0,90	0,55	0,208	119,23	92,07	739,76	1.326,25	1.332,91	3.198,99	23,85
1,00	0,51	0,264	151,51	156,65	739,76	1.435,67	1.442,89	3.462,92	30,30
1,10	0,47	0,320	183,77	221,17	739,76	1.558,49	1.566,32	3.759,18	36,75
1,20	0,44	0,376	215,84	285,33	739,76	1.688,33	1.696,81	4.072,35	43,17
1,30	0,40	0,432	247,76	349,18	739,76	1.821,45	1.830,60	4.393,45	49,55
1,40	0,38	0,488	279,75	413,18	739,76	1.954,67	1.964,50	4.714,79	55,95
1,50	0,35	0,544	312,30	478,28	739,76	2.084,44	2.094,92	5.027,80	62,46

Tabela 39

Ae/A0	nt	kt	Força Disponível (kN)	Diferença de Forças Propulsivas (kN)	Pe (kW)	Pd (kW)	Pb (kW)	Pb' (kW)	BP (ton)
0,300	0,52	0,2494	143,05	139,72	739,76	1.402,87	1.409,92	3.383,80	28,61
0,350	0,52	0,2522	144,64	142,89	739,76	1.411,95	1.419,04	3.405,71	28,93
0,400	0,52	0,2548	146,13	145,88	739,76	1.420,08	1.427,22	3.425,32	29,23
0,450	0,52	0,2572	147,54	148,70	739,76	1.427,28	1.434,45	3.442,68	29,51
0,500	0,51	0,2595	148,85	151,33	739,76	1.433,56	1.440,76	3.457,83	29,77
0,550	0,51	0,2616	150,08	153,78	739,76	1.438,95	1.446,18	3.470,84	30,02
0,600	0,51	0,2636	151,21	155,00	739,76	1.405,89	1.412,95	3.480,00	30,24
0,650	0,51	0,2654	152,25	158,13	739,76	1.447,16	1.454,44	3.490,65	30,45
0,700	0,51	0,2671	153,20	160,03	739,76	1.450,02	1.457,31	3.497,55	30,64
0,750	0,51	0,2686	154,06	161,75	739,76	1.452,08	1.459,37	3.502,50	30,81
0,800	0,51	0,2699	154,83	163,28	739,76	1.453,34	1.460,64	3.505,54	30,97
0,850	0,51	0,2711	155,50	164,63	739,76	1.453,82	1.461,13	3.506,71	31,10
0,900	0,51	0,2721	156,09	165,80	739,76	1.453,54	1.460,84	3.506,02	31,22
0,950	0,51	0,2730	156,58	166,78	739,76	1.452,49	1.459,79	3.503,49	31,32
1,000	0,51	0,2737	156,98	167,58	739,76	1.450,69	1.457,98	3.499,14	31,40
1,050	0,51	0,2742	157,28	168,19	739,76	1.448,12	1.455,40	3.492,96	31,46

N	nt	kt	Força Disponível (kN)	Diferença de Forças Propulsivas (kN)	Pe (kW)	Pd (kW)	Pb (kW)	Pb' (kW)	BP (ton)
3	0,50	0,2595	148,85	151,32	739,76	1.472,58	1.479,98	3.551,94	29,77
4	0,51	0,2725	156,29	166,21	739,76	1.453,21	1.460,51	3.505,23	31,26
5	0,51	0,2851	163,53	180,69	739,76	1.450,06	1.457,34	3.497,63	32,71

Tabela 40

Primeiramente, é observado que em nenhuma configuração, pelo Método 01, consegue-se obter uma capacidade de Tração Estática de 55 ton e uma Potência Instalada de 3.000 kW, onde para melhor visualização a transição de potência de menor para maior de 3.000 kW foi identificada nas tabelas acima.

Apenas entre 1.300 rpm e 1.400 rpm tem-se essa transição, porém o Bollard Pull encontrado está muito abaixo de 55 ton, estando na faixa de 15 a 20 toneladas, onde um outro valor para a relação Passo/Diâmetro de 0,80 tem-se calculada Potência Instalada de 3.004 kW para 17,44 ton de Tração Estática.

Uma conclusão a que se pode chegar é que utilizando-se o Método 01, não pode ser referência para os cálculos dos parâmetros propulsivos para uma embarcação com requisitos de Tração Estática, onde nas tabelas acima, pode-se verificar em azul as configurações obtidas com Bollard Pull maior que 55 ton.

Tem-se apenas três cenários onde a capacidade de Tração Estática é maior que 55 ton, sendo uma na variação do diâmetro e duas com as relações máximas de Passo/Diâmetro para as curvas da Série B e em todas as situações a Potência Instalada foi superior a 3.000 kW, sendo que nos casos da relação P/D a referência foi bastante superada.

Como análise, pode-se explicar essa conclusão pelos seguintes fatores:

- Baixos valores de kt para os casos em que a embarcação tem velocidade de avanço,
- Os valores de kt dependem da relação Passo/Diâmetro, conforme formulação dos polinômios interpoladores e tendo um Coeficiente de Avanço baixo, a

relação P/D também é baixa,

- Como Força Requerida é diretamente proporcional ao kt, e quanto menor o valor deste coeficiente será gerado menos Empuxo e com isso, o Bollard Pull será prejudicado.

Abaixo, pode-se ver um gráfico com o comportamento da Potência Instalada e Bollard Pull em função da relação Passo/Diâmetro em que os valores de PB' podem ser descritos em uma equação de 2º. Grau

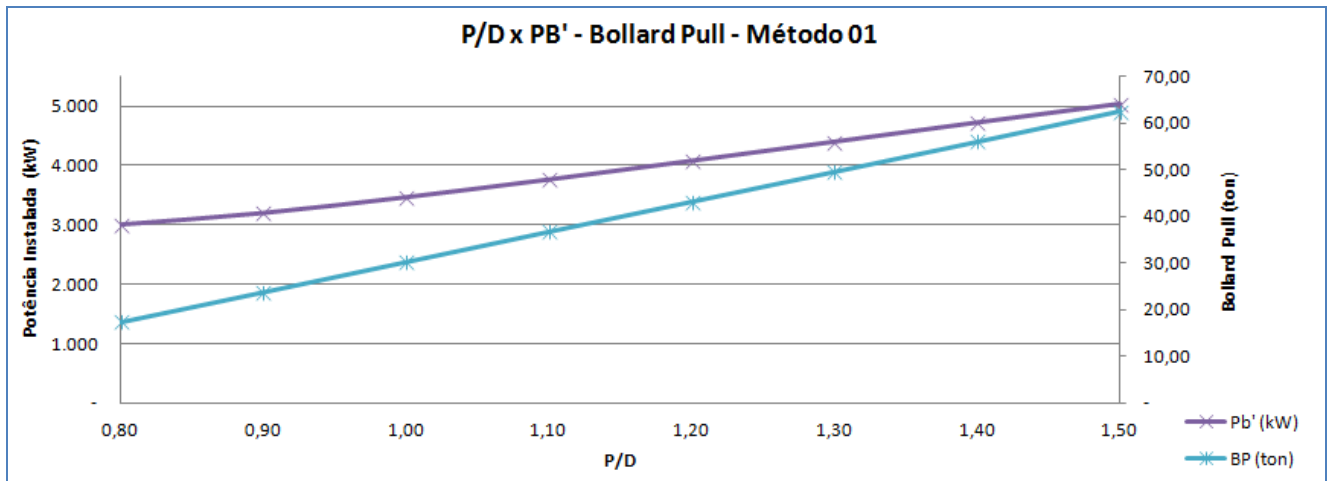


Figura 47

Em segundo plano o que se observa é um *trade off* entre eficiência, coeficiente de empuxo, empuxo requerido e potência necessária, pois quando se opta por determinar o parâmetro baseado nesses valores, deve-se ter em mente que na escolha da maior eficiência, não será obtido o maior kt ou então na escolha do maior empuxo requerido, obviamente não terá o menor Pb' e com isso, não terá e menor relação entre requerido versus disponível.

Com base nestes valores, tem-se agora uma referência das configurações mínimas para a busca da melhor relação do sistema propulsivo, onde se pode verificar entre o *range* indicado a busca do conjunto de parâmetros que melhor atendam a proposta do trabalho.

13.11 - Geração de Resultados Satisfatórios

Para chegar a essas configurações para otimização da potência instalada a bordo, buscou-se primeiramente inserir os valores dos parâmetros que geraram os melhores resultados nas análises realizadas no tópico anterior.

A partir destes foram feitas iterações na busca da redução da potência instalada, mas também observando os valores de Tração Estática gerados, uma vez que são primordiais para o desenvolvimento do projeto de um rebocador.

Para saber se o valor da Tração Estática atinge o mínimo de 55 ton, foi feita uma verificação através da formulação a partir do valor em kN, realizando a conversão para toneladas, sendo 1 kN igual a 0,1 ton.

$$BP = T.0,1.2$$

Embora tenha visto que não há possibilidade de se atingir pelo Método 01, 55 ton a Potência Instalada de 3.000 kW, para que se tenha a geração de resultados e por conseguinte a validação através das curvas k_t , k_q e J , será utilizado como referência os valores reais dos parâmetros do hélice construído e o Bollard Pull obtido através da formulação acima com o calculado pelo empuxo, conforme tabela 41:

Real	
Diâmetro do Propulsor (m)	2,22 m
N	4
Profundidade do eixo (m)	5,49 m
RPM	288
Razão de Áreas A_e/A_0	0,9200
Razão Passo Diâmetro	1,0148
k_t	0,272
k_q	0,044
Força Requerida	146,44 kN
Força Disponível	312,65 kN
Torque Disponível	55,61 Kn.m
Bollard Pull	31,27 ton
Pe	739,76 kW
Pt	744,43 kW
Pd	1.453,21 kW
Pb	1.460,51 kW
Pb'	3.367,94 kW

Tabela 41

Partindo-se agora para a análise dos valores considerados ideais para a otimização do propulsor, têm-se abaixo seis tabelas com as melhores configurações apresentadas com a redução da potência instalada a bordo da embarcação.

As alternativas abaixo tabeladas são aquelas onde conseguiu-se os valores máximos de Bollard Pull tendo o limite de Potência Instalada de 3.000 kW, onde é observado que por este método, nenhuma destas conseguiu concatenar o propósito do trabalho, sendo atingir a Tração Estática de 55 ton com a potência máxima de 3.000 kW, onde também avalia-se um método altamente ineficaz.

Alternativa 1		Alternativa 2		Alternativa 3	
Diâmetro do Propulsor (m)	2,25 m	Diâmetro do Propulsor (m)	2,25 m	Diâmetro do Propulsor (m)	2,27 m
N	4	N	5	N	4
Profundidade do eixo (m)	5,49 m	Profundidade do eixo (m)	5,49 m	Profundidade do eixo (m)	5,49 m
RPM	252	RPM	270	RPM	270
Razão de Áreas Ae/A0	0,95	Razão de Áreas Ae/A0	0,95	Razão de Áreas Ae/A0	0,85
Razão Passo Diâmetro	0,90	Razão Passo Diâmetro	0,80	Razão Passo Diâmetro	0,80
Rt	132,05 kN	Rt	132,05 kN	Rt	132,05 kN
w	0,0913	w	0,0913	w	0,0904
t	0,0972	t	0,0972	t	0,0965
Va	5,61 m/s	Va	5,6098 m/s	Va	5,6150 m/s
nc	0,993	nc	0,993	nc	0,993
nrr	0,988	nrr	0,995	nrr	0,995
n0	0,616	n0	0,615	n0	0,619
ns	0,994	ns	0,994	ns	0,994
nt	0,605	nt	0,607	nt	0,612
kt	0,173	kt	0,148	kt	0,143
kq	0,026	kq	0,021	kq	0,020
Força Requerida	146,27 kN	Força Requerida	146,27 kN	Força Requerida	146,16 kN
Força Disponível	160,99 kN	Força Disponível	157,40 kN	Força Disponível	78,77 kN
Torque Disponível	27,53 Kn.m	Torque Disponível	25,40 Kn.m	Torque Disponível	25,13 Kn.m
Bollard Pull	16,1 ton	Bollard Pull	31,5 ton	Bollard Pull	15,8 ton
Pe	740,79 kW	Pe	740,79 kW	Pe	741,48 kW
Pt	745,65 kW	Pt	745,65 kW	Pt	746,46 kW
Pd	1.225,27 kW	Pd	1.219,70 kW	Pd	1.211,77 kW
Pb	1.232,91 kW	Pb	1.227,31 kW	Pb	1.219,33 kW
Pb'	2.958,99 kW	Pb'	2.945,54 kW	Pb'	2.926,40 kW

Tabela 42

Alternativa 4		Alternativa 5		Alternativa 6	
Diâmetro do Propulsor (m)	2,29 m	Diâmetro do Propulsor (m)	2,33 m	Diâmetro do Propulsor (m)	2,34 m
N	4	N	5	N	5
Profundidade do eixo (m)	5,49 m	Profundidade do eixo (m)	5,49 m	Profundidade do eixo (m)	5,49 m
RPM	252	RPM	234	RPM	234
Razão de Áreas Ae/A0	0,95	Razão de Áreas Ae/A0	0,85	Razão de Áreas Ae/A0	1,05
Razão Passo Diâmetro	0,90	Razão Passo Diâmetro	0,90	Razão Passo Diâmetro	0,90
Rt	132,05 kN	Rt	132,05 kN	Rt	132,05 kN
w	0,0896	w	0,0879	w	0,0875
t	0,0958	t	0,0944	t	0,0941
Va	5,62 m/s	Va	5,63 m/s	Va	5,63 m/s
nc	0,993	nc	0,993	nc	0,993
nrr	0,988	nrr	0,988	nrr	0,988
n0	0,612	n0	0,639	n0	0,631
ns	0,995	ns	0,994	ns	0,994
nt	0,601	nt	0,623	nt	0,619
kt	0,177	kt	0,174	kt	0,171
kq	0,027	kq	0,027	kq	0,027
Força Requerida	146,05 kN	Força Requerida	145,82 kN	Força Requerida	145,77 kN
Força Disponível	176,09 kN	Força Disponível	160,20 kN	Força Disponível	159,49 kN
Torque Disponível	30,55 Kn.m	Torque Disponível	28,81 Kn.m	Torque Disponível	29,05 Kn.m
Bollard Pull	17,6 ton	Bollard Pull	16,0 ton	Bollard Pull	15,9 ton
Pe	742,16 kW	Pe	743,54 kW	Pe	743,88 kW
Pt	747,28 kW	Pt	748,90 kW	Pt	749,31 kW
Pd	1.234,76 kW	Pd	1.186,01 kW	Pd	1.201,62 kW
Pb	1.240,96 kW	Pb	1.193,41 kW	Pb	1.209,12 kW
Pb'	2.978,31 kW	Pb'	2.864,18 kW	Pb'	2.901,89 kW

Tabela 43

13.12 - Validação dos resultados obtidos através das curvas kt, kq e J para o Método 01.

Embora os resultados de Bollard Pull e Potência Instalada não tenham sido satisfatórios para o Método 01, para validar os valores encontrados através de iterações para se obter o melhor conjunto propulsivo, será visto os resultados através das curvas kt, kq e J.

Esta é a forma mais direta de validação para este método proposto, uma vez que na planilha utilizada no projeto, é utilizada a Série B e são através destas curvas que os resultados serão analisados, sendo um fator importante na tomada de decisão do melhor conjunto propulsivo, onde só será válido se os valores das alternativas forem validados.

A análise consistirá na comparação dos valores encontrados nas alternativas propostas para redução da potência instalada a bordo para Eficiência em Águas Abertas, kt e Força Disponível.

É importante dizer que as alternativas buscadas para redução da Potência Instalada não foram feitas diretamente através das curvas dos propulsores Série B, mas sim de uma forma iterativa na busca da maior eficiência, empuxo requerido, kt, kq, que pudesse fornecer um melhor desempenho da embarcação e após isso, buscou-se a validação.

As próximas figuras serão as alternativas encontradas seguidas dos valores das curvas kt, kq e J e para melhor ilustrar os resultados encontrados, as curvas poderão ser visualizadas com os respectivos traçados e os valores encontrados, com objetivo de facilitar a análise dos dados.

Uma análise importante será a da Força Disponível, pois será comparada em termos de porcentagem com o valor encontrado com os cálculos da planilha supracitada e os determinados através dos gráficos, pois representa diretamente o valor de Bollard Pull da embarcação na unidade kN.

Serão apresentadas abaixo as curvas para cada alternativa dada no tópico “Geração de Resultados” e em seguida os resultados gerados:

Alternativa 1 WAGENINGEN B-SERIE PROPELLERS
 FOR 4 BLADES $AE/AO = 0,950$
 $P/D = 0,50$ TO $1,40$

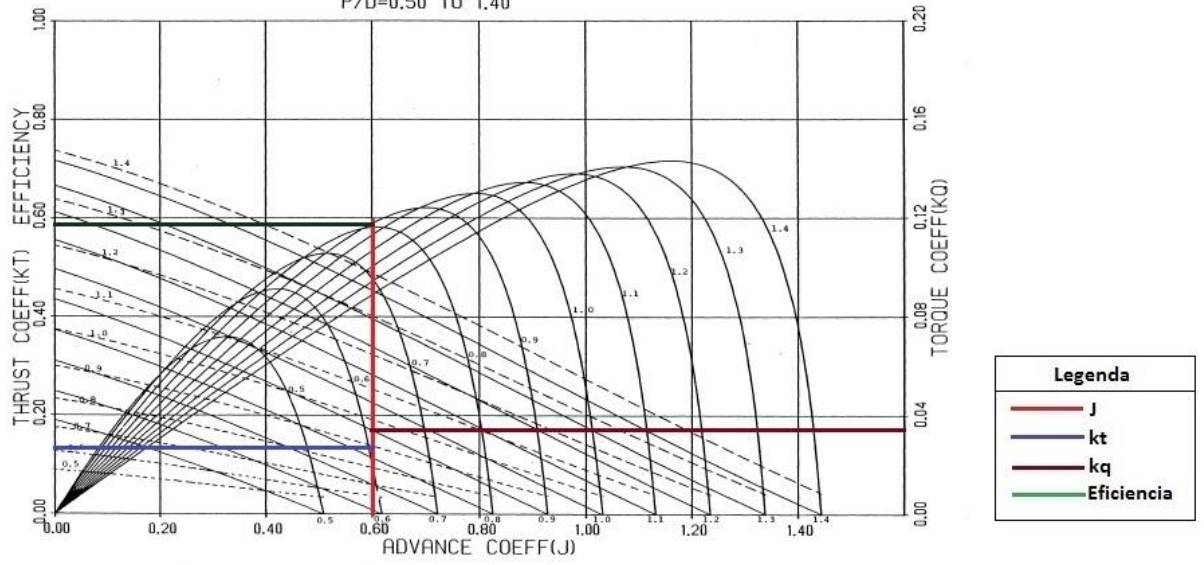


Figura 48

Alternativa 2 WAGENINGEN B-SERIE PROPELLERS
 FOR 5 BLADES $AE/AO = 0,950$
 $P/D = 0,50$ TO $1,40$

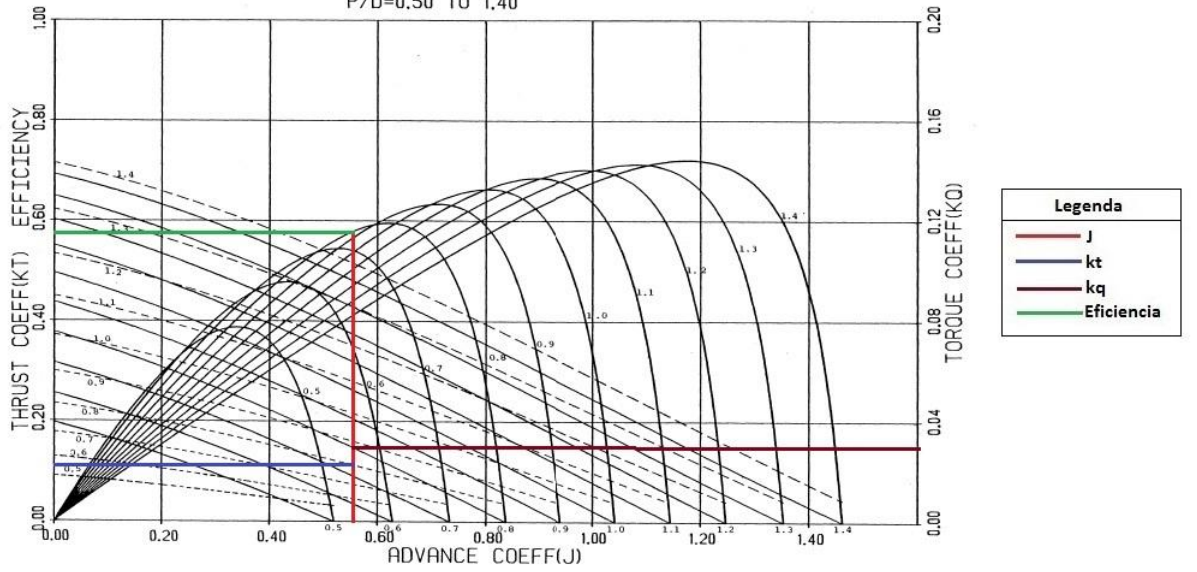


Figura 49

Alternativa 3 WAGENINGEN B-SERIE PROPELLERS
 FOR 4 BLADES $AE/AO= 0,850$
 $P/D=0,50$ TO $1,40$

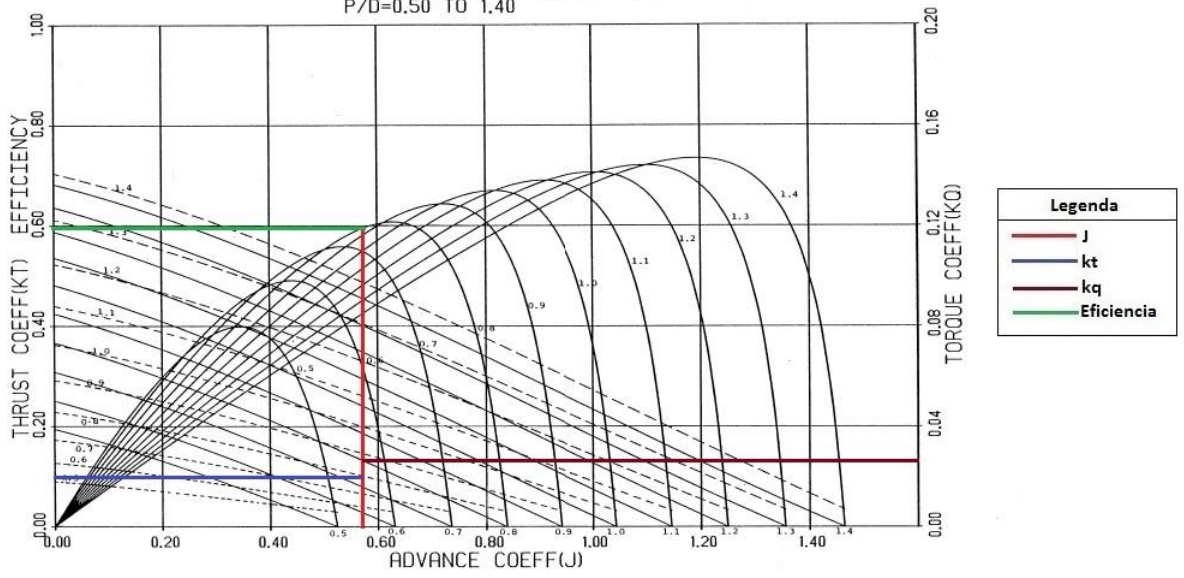


Figura 50

Alternativa 4 WAGENINGEN B-SERIE PROPELLERS
 FOR 4 BLADES $AE/AO= 0,950$
 $P/D=0,50$ TO $1,40$

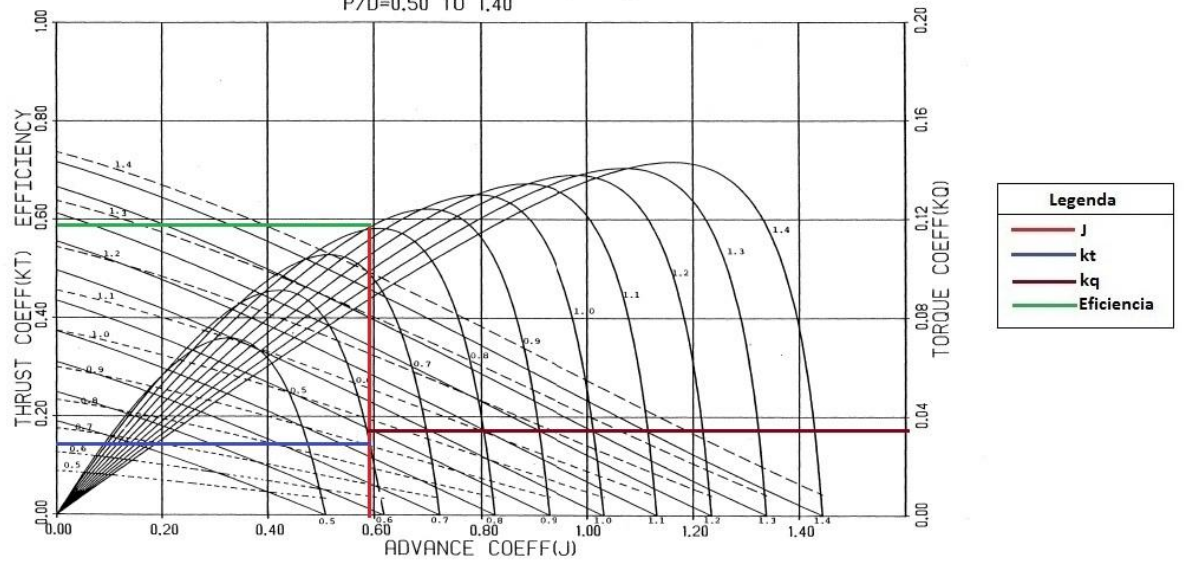


Figura 51

Alternativa 5 WAGENINGEN B-SERIE PROPELLERS
FOR 5 BLADES $AE/AO = 0.850$
 $P/D = 0.50$ TO 1.40

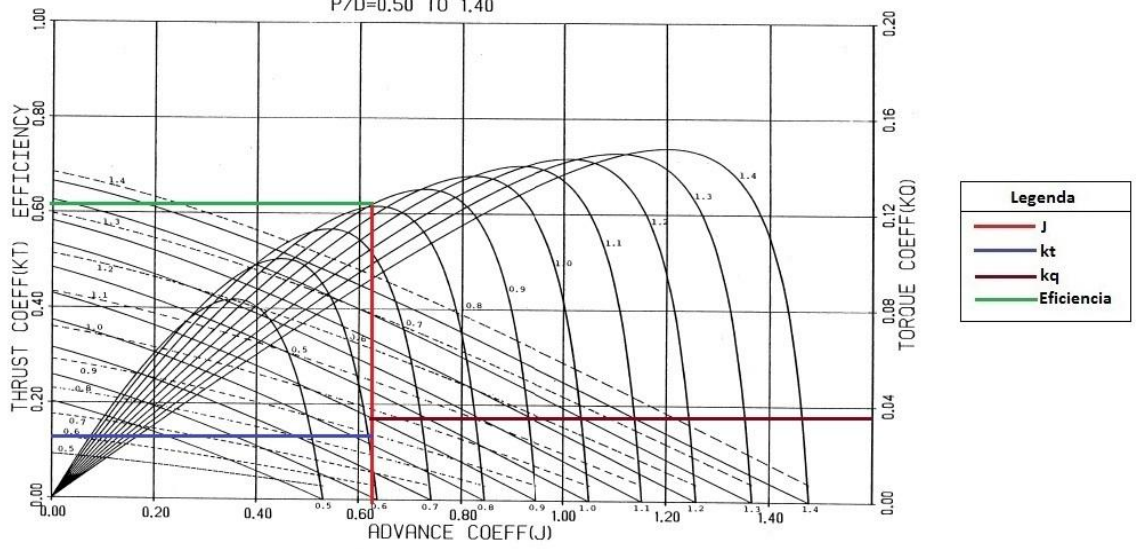


Figura 52

Alternativa 6 WAGENINGEN B-SERIE PROPELLERS
FOR 5 BLADES $AE/AO = 1.050$
 $P/D = 0.50$ TO 1.40

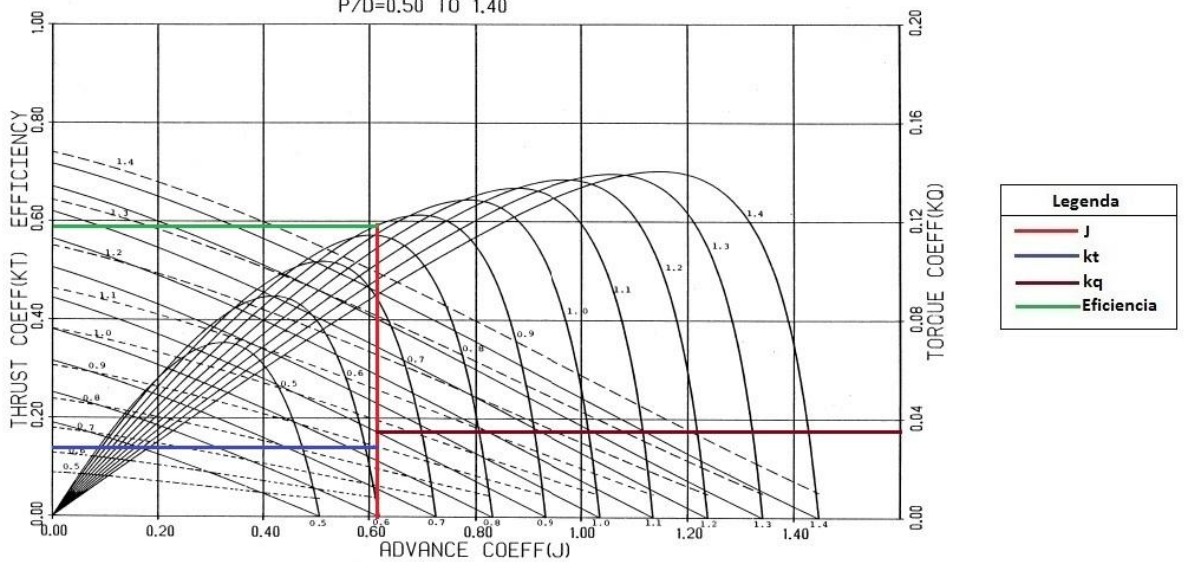


Figura 53

Os resultados dos valores encontrados são dados na Tabela 44:

Alternativa 1				Alternativa 2				Alternativa 3			
Parâmetro	Modelo	Curvas	%	Parâmetro	Modelo	Curvas	%	Parâmetro	Modelo	Curvas	%
no	0,616	0,590	95,8%	no	0,615	0,585	95,2%	no	0,619	0,600	96,9%
kt	0,173	0,170	98,1%	kt	0,148	0,150	101,4%	kt	0,143	0,145	101,7%
Força Disponível (kN)	80,49	78,94	98,1%	Força Disponível (kN)	78,70	79,81	101,4%	Força Disponível (kN)	78,77	80,07	101,7%
Bollard Pull	16,10	15,79	98,1%	Bollard Pull	15,74	15,96	101,4%	Bollard Pull	15,75	16,01	101,7%

Alternativa 4				Alternativa 5				Alternativa 6			
Parâmetro	Modelo	Curvas	%	Parâmetro	Modelo	Curvas	%	Parâmetro	Modelo	Curvas	%
no	0,601	0,590	98,2%	no	0,639	0,615	96,3%	no	0,631	0,595	94,3%
kt	0,177	0,170	96,0%	kt	0,174	0,165	94,8%	kt	0,171	0,170	99,7%
Força Disponível (kN)	88,05	84,55	96,0%	Força Disponível (kN)	80,10	75,97	94,8%	Força Disponível (kN)	79,74	79,48	99,7%
Bollard Pull	17,61	16,91	96,0%	Bollard Pull	16,02	15,19	94,8%	Bollard Pull	15,95	15,90	99,7%

Tabela 44

13.11.1 - Validação dos resultados pelas curvas

Feito esse histórico, parte-se agora para a definição da melhor alternativa entre aquelas 6 relacionadas e feita validação com as curvas kt, kq e J.

Partindo-se da tabela 44 para validação dos resultados entre o modelado e as curvas kt, kq e J, o gráfico abaixo tem o objetivo de mostrar a dispersão dos valores dos parâmetros em função da diferença entre o modelo e os obtidos através das curvas kt, kq e J, onde tem-se os limites superior e inferior de 5%.

Tal gráfico é para facilitar a escolha de qual alternativa é a mais adequada, tendo-se agora uma validação com as curvas dos propulsores, cujos valores utilizados para esta comparação é a Eficiência em Águas Abertas e a Força Propulsiva Disponível, uma vez que para os valores de kt e Bollard Pull a taxa é proporcional.

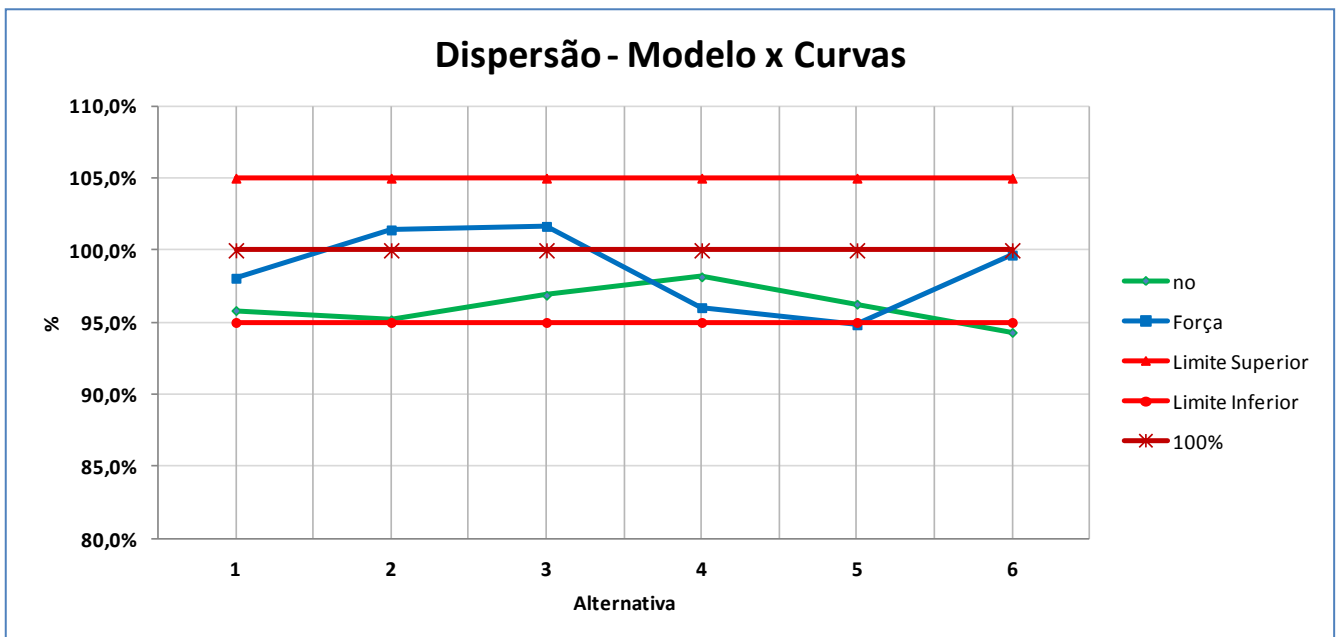


Figura 54

De acordo com o gráfico acima, a referência para o valor central é 100%, onde não há dispersão entre os modelos calculados e as curvas kt, kq e J, exceto a Alternativa 6, onde o valor da eficiência excedeu o limite inferior, todas as outras ficaram dentro da margem de erro estipulada.

As alternativas 3 e 4 foram aquelas com menor taxa de dispersão em ambos os parâmetros analisados, porém de maneira geral os resultados podem ser considerados satisfatórios, uma vez que o método utilizado para o cálculo do melhor sistema propulsivo foi primeiro definido os parâmetros e após feitas as validações.

Método 02

Da mesma forma como no método 01 serão feitas análises para o método direto para o cálculo de Bollard Pull, tendo a diferença que os resultados não serão validados através das curvas kt, kq e J, conforme discutido no capítulo conceitual devido a J=0.

Real	
Diâmetro do Propulsor (m)	2,22 m
N	4
Profundidade do eixo (m)	5,49 m
RPM	288
Razão de Áreas Ae/A0	0,9200
Razão Passo Diâmetro	1,0148
kt	0,272
kq	0,044
Força Requerida	146,44 kN
Força Disponível	312,65 kN
Torque Disponível	55,61 Kn.m
Pd	1.677,30 kW
Pb	1.685,73 kW
Pb'	3.371,46 kW

Tabela 45

Conforme feito para o Método 01, observa-se a Potência Instalada (Pb') com a real da embarcação, de acordo com as formulações apresentadas para o Método 02, e a diferença encontrada para o valor calculado é aproximadamente 3% maior que a Potência Instalada dos rebocadores construídos.

Para o cálculo do Bollard Pull com o Método 02, foi utilizada a mesma formulação que o método 01, ou seja, fazendo-se a conversão dos valores da Força Disponível em kN para toneladas, onde a multiplicação por 2 é devido pelo número de hélices a bordo da embarcação.

$$BP = T.0,1.2$$

Para a condição dada para Velocidade de Avanço igual a zero (J=0), é feito um gráfico comparativo entre os valores de Bollard Pull real (BP) e o calculado (BP') através da formulação acima. Tal avaliação é devida aos resultados obtidos no cálculo de desempenho do hélice em função da rotação.

Analisando o gráfico, tem-se que os valores são aproximados, onde a maior diferença encontrada foi para 1.600 rpm em que o real da embarcação foi 61 ton e o calculado

foi 58 ton, onde desta forma, na visão do projeto, pode-se utilizar a formulação adotada para análise dos resultados.

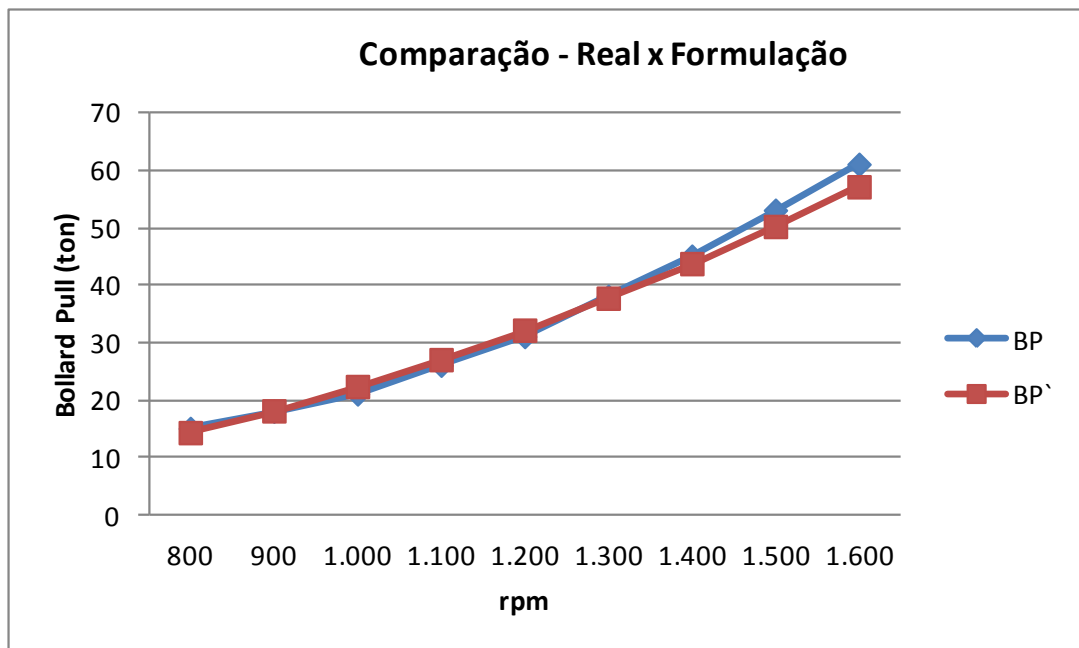


Figura 55

Nas tabelas 46 e 47 seguem os valores encontrados para as iterações feitas entre os parâmetros reais da embarcação, dadas acima, onde para cada um foram testados, com objetivo de encontrar uma relação considerada ideal, ou seja, capacidade de 55 ton com potência instalada menor que 3.000 kW.

O que se observa nas análises das tabelas a seguir é que não há nenhuma relação considerada ideal, onde as linhas destacadas são aquelas para mostrar a transição para potências menores e maiores que 3.000 kW, tendo também os valores de Tração Estática.

rpm	kt	kq	Força Disponível (kN)	Bollard Pull (ton)	Q (kN.m)	Pd (kW)	Pb (kW)	Pb' (kW)
650,00	0,5054	0,0761	47,95	9,59	16,03	196,61	197,59	237,11
700,00	0,5055	0,0761	55,61	11,12	18,58	245,42	246,65	295,98
800,00	0,5008	0,0754	71,96	14,39	24,05	362,99	364,81	437,77
900,00	0,5055	0,0759	91,92	18,38	30,66	520,64	523,26	627,91
1.000,00	0,5055	0,0759	113,48	22,70	37,82	713,64	717,22	860,67
1.100,00	0,5055	0,0758	137,31	27,46	45,73	949,20	953,97	1.144,77
1.200,00	0,5055	0,0758	163,42	32,68	54,39	1.231,57	1.237,76	1.485,31
1.300,00	0,5055	0,0757	191,79	38,36	63,80	1.564,96	1.572,83	1.887,39
1.400,00	0,5055	0,0757	222,43	44,49	73,96	1.953,61	1.963,43	2.356,12
1.450,00	0,5055	0,0757	238,60	47,72	79,32	2.169,98	2.180,89	2.617,06
1.500,00	0,5055	0,0757	255,34	51,07	84,86	2.401,74	2.413,81	2.896,58
1.600,00	0,5055	0,0756	290,52	58,10	96,51	2.913,58	2.928,22	3.513,86

D (m)	kt	kq	Força Disponível (kN)	Bollard Pull (ton)	Q (kN.m)	Pd (kW)	Pb (kW)	Pb' (kW)
2	0,5007	0,0752	189,20	37,84	56,84	1.714,13	1.722,74	2.067,29
2,1	0,5008	0,0751	230,00	46,00	72,46	2.185,23	2.196,21	2.635,45
2,2	0,5008	0,0750	277,06	55,41	91,34	2.754,56	2.768,40	3.322,08
2,3	0,5009	0,0750	331,00	66,20	113,95	3.436,70	3.453,97	4.144,76
2,4	0,5009	0,0749	392,46	78,49	140,84	4.247,63	4.268,98	5.122,78
2,5	0,5009	0,0748	462,11	92,42	172,58	5.204,77	5.230,93	6.277,11

P/D	kt	kq	Força Disponível (kN)	Bollard Pull (ton)	Q (kN.m)	Pd (kW)	Pb (kW)	Pb' (kW)
0,50	0,1911	0,0164	109,64	21,93	20,84	628,64	631,79	758,15
0,60	0,2496	0,0240	143,15	28,63	30,52	920,34	924,97	1.109,96
0,70	0,3101	0,0335	177,85	35,57	42,72	1.288,28	1.294,75	1.553,70
0,80	0,3714	0,0450	213,02	42,60	57,26	1.726,83	1.735,51	2.082,61
0,90	0,4324	0,0581	248,02	49,60	73,96	2.230,41	2.241,61	2.689,94
1,00	0,4921	0,0727	282,30	56,46	92,62	2.793,43	2.807,46	3.368,96
1,10	0,5498	0,0888	315,39	63,08	113,08	3.410,36	3.427,50	4.113,00
1,20	0,6049	0,1061	346,98	69,40	135,14	4.075,71	4.096,19	4.915,43
1,30	0,6571	0,1246	376,90	75,38	158,63	4.784,02	4.808,06	5.769,67
1,40	0,7064	0,1440	405,19	81,04	183,36	5.529,89	5.557,68	6.669,22
1,50	0,7533	0,1643	432,09	86,42	209,16	6.308,02	6.339,72	7.607,66

Tabela 46

Ae/A0	kt	kq	Força Disponível (kN)	Bollard Pull (ton)	Q (kN.m)	Pd (kW)	Pb (kW)	Pb' (kW)
0,300	0,3680	0,0489	211,12	42,22	62,30	1.878,97	1.888,42	2.266,10
0,350	0,3814	0,0520	218,75	43,75	66,20	1.996,51	2.006,54	2.407,85
0,400	0,3942	0,0549	226,13	45,23	69,89	2.107,68	2.118,27	2.541,92
0,450	0,4066	0,0576	233,25	46,65	73,36	2.212,44	2.223,56	2.668,27
0,500	0,4186	0,0602	240,10	48,02	76,62	2.310,77	2.322,39	2.786,86
0,550	0,4301	0,0626	246,69	49,34	79,67	2.402,66	2.414,73	2.897,68
0,600	0,4411	0,0648	253,01	50,60	82,50	2.488,09	2.500,59	3.000,71
0,650	0,4517	0,0668	259,08	51,82	85,12	2.567,05	2.579,95	3.095,94
0,700	0,4618	0,0687	264,88	52,98	87,52	2.639,54	2.652,80	3.183,36
0,750	0,4714	0,0704	270,42	54,08	89,71	2.705,55	2.719,14	3.262,97
0,800	0,4806	0,0720	275,69	55,14	91,68	2.765,07	2.778,97	3.334,76
0,850	0,4894	0,0734	280,71	56,14	93,44	2.818,11	2.832,27	3.398,73
0,900	0,4976	0,0746	285,45	57,09	94,99	2.864,66	2.879,06	3.454,87
0,950	0,5055	0,0756	289,94	57,99	96,32	2.904,73	2.919,32	3.503,19
1,000	0,5128	0,0765	294,16	58,83	97,43	2.938,29	2.953,06	3.543,67
1,050	0,5197	0,0772	298,12	59,62	98,33	2.965,37	2.980,27	3.576,32

N	kt	kq	Força Disponível (kN)	Bollard Pull (ton)	Q (kN.m)	Pd (kW)	Pb (kW)	Pb' (kW)
3	0,50711	0,07686	290,89	58,18	97,88	2.951,91	2.966,74	3.560,09
4	0,50083	0,07503	287,28	57,46	95,54	2.881,47	2.895,95	3.475,14
5	0,50016	0,07477	286,90	57,38	95,21	2.871,31	2.885,74	3.462,89

Tabela 47

Para nenhuma variação, quer seja de rotação, diâmetro, P/D, Ae/A0 e número de pás, obteve-se a relação desejada, onde mesmo não apresentando os resultados satisfatórios, buscou-se através da iteração de vários parâmetros ao mesmo tempo a busca por um melhor resultado.

Conforme exposto no parágrafo acima, tendo os resultados obtidos, buscou-se uma melhor relação na tentativa de encontrar a relação potência instalada x Bollard Pull requerida, tendo geradas algumas alternativas baseadas nas melhores relações, onde desta vez, variaram-se mais de um parâmetro a cada alternativa e como pode-se observar mais uma vez tem-se que não há possibilidade da redução da potência instalada mantendo-se a mesma capacidade de Tração Estática e com isso, fecha-se para o método 02, a impossibilidade da execução da proposta do trabalho.

14 - Tomada de Decisão do projeto proposto

14.1 - Definição do Método

Tendo sido estudado dois métodos para otimização da potência instalada, esta primeira parte da tomada de decisão, diz-se respeito de qual o mais eficiente na abordagem dos cálculos deste tema integrado ao Bollard Pull.

Obviamente, como era esperado, o Método 02 se mostrou muito melhor, apresentando resultados mais confiáveis além de ter todos os intervalos considerados de RPM, diâmetro, Ae/A0 e N, para os cálculos de otimização de potência foram válidos para análise, diferentemente do que aconteceu com o Método 01.

Desta forma, não pode-se considerar para a determinação da Força e Torque requeridos para Tração Estática a condição estabelecida em velocidade de serviço, uma vez que os valores de k_t e k_q , que são componentes importantes das formulações são completamente inferiores se comparados ao Método 02, onde tem-se uma maior confiabilidade nos resultados.

14.2 - Resumo do Estudo de Caso

Para melhor delinear a escolha da alternativa que satisfaz a condição prevista e que é o objetivo do projeto, será feito um breve resumo explicitando os passos realizados até a tomada de decisão, bem como quais foram os principais parâmetros para entender o processo de decisão e com isso concluir o estudo de caso.

Ação	Para que	Resultados
Escolha do melhor método de predição de hélices	Determinar qual o melhor método será utilizado no trabalho para determinação dos parâmetros de saída do casco e do hélice, sendo o início do processo de decisão do conjunto propulsivo para redução da Potência Instalada.	Planilha Holtrop
Modelagem do casco e determinação da Resistência ao Avanço	Verificar se o método de predição de hélice escolhido pode ser usado, tendo sua validação feita através de um programa confiável para determinação de Resistência ao Avanço do casco, objeto de estudo do projeto.	Os valores de Resistência ao Avanço foram satisfatórios, e tem-se a partir deste tópico a discussão a respeito dos métodos 01 e 02 para estudo do melhor conjunto propulsivo visando a redução da potência instalada, onde foram baseados nas premissas de velocidade de avanço e condição de Bollard Pull.
Cálculo dos Parâmetros Propulsivos	Determinar os valores dos parâmetros através de formulações e saídas do programa de predição de hélices, cujos foram	Método 01: Gerados 864 resultados, para 48 combinações diferentes para RPM, Diâmetro, P/D, Ae/A0 e N.

	determinados como importantes para a determinação dos hélices. Tais saídas foram baseadas nos parâmetros relacionados nas formulações de Força, Torque, Potência e Bollard Pull resultante.	Método 02:
Análise qualitativa	Verificar somente as interferências entre os parâmetros com objetivo de melhor analisar os fatores que são mais sensíveis aos resultados das iterações.	Gerado um gráfico que relaciona os parâmetros físicos do hélice, que são modificados pelo usuário no programa de predição com os resultados gerados, tais como Potência Disponível, Eficiência, Coeficiente de Empuxo e Diferença de Força Requerida e Disponível. Após o gráfico, foi feita uma Matriz de Influência para melhor visualização das interferências.
Análise quantitativa	Determinar qual a melhor relação do sistema propulsivo, em função da variação dos parâmetros, onde através das combinações é possível encontrar aquela que melhor otimiza a potência do rebocador.	Foram realizados para ambos os métodos variações dos parâmetros do hélice, onde para definir os intervalos com melhores condições, foi feito um de cada vez e depois disso, foram feitas iterações com objetivo de determinar qual o melhor conjunto. Como resultado foi visto o intervalo válido de valores não negativos para os métodos 01 e 02, e após identificados os
Geração dos Resultados	Determinação das alternativas que melhor se adequam a proposta do trabalho, descrevendo seus resultados para posterior validação.	Método 01: Foram determinadas 6 alternativas para análise. Método 02: Foram gerados 06 cenários para análise.
Validação dos resultados pelas curvas kt, kq e J para o método 01.	Verificar se as alternativas podem ser validadas através de uma ferramenta amplamente utilizada para a determinação de hélices, sendo as curvas kt, kq e J.	Os resultados foram validados satisfatoriamente.
Tomada de decisão	Análise qualitativa e quantitativa para determinação de qual método mais eficaz para estudo da otimização da potência instalada e após feito isso, a conclusão do Estudo de Caso a análise da viabilidade ou não da proposta do projeto.	Verificado que o Método 02 é o mais eficaz no estudo de Bollard Pull e também que não há viabilidade da redução da Potência Instalada mantendo a mesma capacidade de Tração Estática, para ambos os métodos aplicados.

Tabela 48

15 - Otimização pela determinação da Tonelada de Tração Estática e Potência Instalada Através da Fixação dos Coeficientes Propulsivos

Este capítulo será dedicado a apresentar outra forma de otimizar a Potência Instalada da embarcação, porém destacando o método separando os valores de Tonelada de Tração Estática e potência total da embarcação.

Sabendo-se que a embarcação deve atingir 55 TTE a 3.000 kW de Potência Instalada, a partir destes valores e das formulações para cálculo do Empuxo e Torque, foram determinados os valores ideais para k_t e k_q e a partir destes, encontrar nas curvas k_t , k_q e J , série B um hélice que tenha essas características.

Utilizando como referência o tópico 9.2, onde reporta a dificuldade para determinar os dados para estudo de Bollard Pull nas condições de velocidade próximas de zero pelas curvas k_t , k_q e J .

Como dito anteriormente, para o presente capítulo a proposta é comparar os coeficientes de empuxo e torque para aqueles encontrados para o Bollard Pull e Potência Instalada e determinar através das curvas se é possível determinar um hélice que atenda estes requisitos.

Para que isso seja feito, o diâmetro do hélice será o mesmo que o dado real do modelo da Kawasaki, determinado no Estudo de Caso, onde a rotação será determinada através da formulação do coeficiente de avanço J , para as regiões próximas a $V=0$ m/s observados nas curvas k_t , k_q e J para diversas razões de área.

Observando a formulação abaixo, têm-se os valores utilizados:

$$J = \frac{V_a}{n \cdot D}, \text{ onde:}$$

$V_a = 1$ n ou 0,514 m/s, determinada como velocidade máxima para testes de Tração Estática, de acordo com a Norman 01, anexo 3-I,

$$D = 2,22 \text{ m,}$$

$J = f(0,1 \text{ a } 0,15)$, tendo um maior espaço para determinação da rotação, onde a partir deste valor, pode-se observar com maior clareza os valores para as curvas k_t , k_q e J .

As fórmulas utilizadas são dadas abaixo:

$$T_{BP} (kN) = k_t \cdot \rho \cdot n^2 \cdot D^4, \text{ onde para determinação de } k_t, \text{ descreve-se:}$$

$$k_t = \frac{T_{BP}}{\rho \cdot n^2 \cdot D^4}$$

$$T_{BP(kN)} = \frac{TTE}{0,1} \cdot n_{prop}$$

Voltando à equação de conversão dos valores de Toneladas de Tração Estática de ton para kN, é necessário dividir tal valor por 0,1 e para que seja dado total para a embarcação, é necessário multiplicar pelo número de propulsores da embarcação.

No caso do presente projeto o valor de $T_{BP(kN)} = 275 \text{ kN}$ dado para um propulsor e com isso, determinados os valores de k_t e k_q para os respectivos dados de J , conforme dito acima.

Para a determinação do coeficiente de torque, foi utilizada a potência fixa de 3.000 kW e através das formulações abaixo, tem-se aquela para k_t ideal.

$$Pot. Instalada Ideal = 3.000 \text{ kW}$$

$$Pot_{3.000} = 2 \cdot \pi \cdot Q \cdot n$$

$$Q_{3.000} = \frac{Pot_{3.000}}{2 \cdot \pi \cdot n}$$

$$k_{t_{3.000}} = \frac{Q_{3.000}}{\rho \cdot n^2 \cdot D^5}$$

Um ponto importante a ser considerado são os limites das curvas para a Série B, onde há os valores máximos a serem observados, cujos são mostrados no gráfico abaixo, não considerando a relação Passo / Diâmetro:

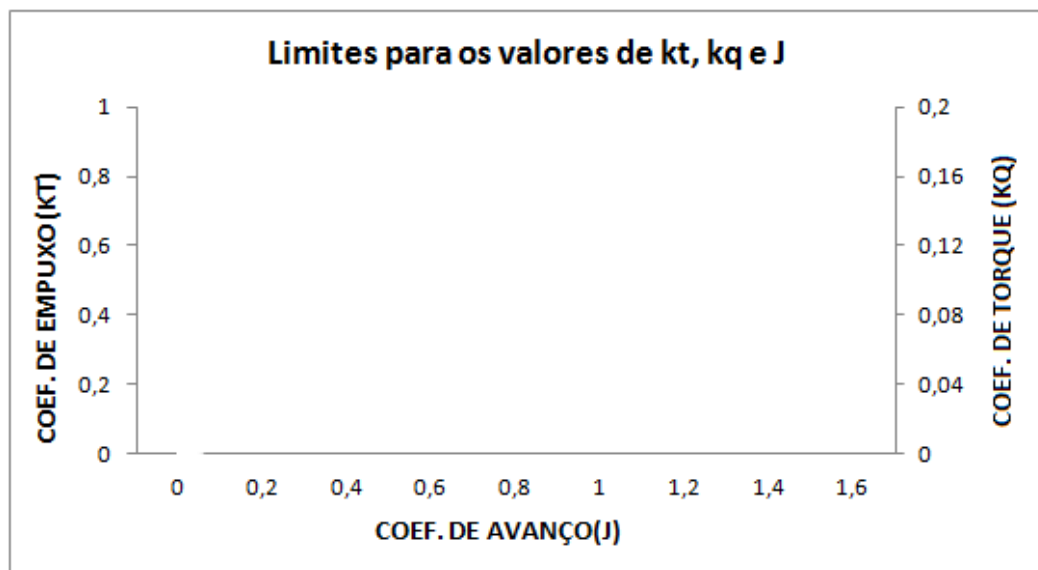


Figura 56 – Fonte: Propulsores Série B

A tabela 49 reporta os valores que serão necessários ser obtidos através das curvas k_t , k_q e J com os seguintes parâmetros fixos:

Va	0,514 m/s
D	2,22 m
n	1,783 1/s
Pot	3.000 kW
No. Prop.	1
T	275 kN

Tabela 49

J	n (1/s)	RPM (Hélice)	Q _{3.000}	kq _{3.000}	kt ₅₅
0,01	23,17	1.390,38	20,60	0,0007	0,0206
0,02	11,59	695,19	41,21	0,0056	0,0823
0,03	7,72	463,46	61,81	0,0187	0,1851
0,04	5,79	347,59	82,42	0,0444	0,3291
0,05	4,63	278,08	103,02	0,0868	0,5142
0,06	3,86	231,73	123,63	0,1500	0,7405
0,07	3,31	198,63	144,23	0,2381	1,0079
0,08	2,90	173,80	164,84	0,3554	1,3165
0,09	2,57	154,49	185,44	0,5061	1,6662
0,1	2,32	139,04	206,04	0,6942	2,0570
0,11	2,11	126,40	226,65	0,9240	2,4890
0,12	1,93	115,86	247,25	1,1996	2,9621
0,13	1,78	106,95	267,86	1,5252	3,4763
0,14	1,66	99,31	288,46	1,9050	4,0317
0,15	1,54	92,69	309,07	2,3430	4,6282

Tabela 50

Respeitando-se os limites das curvas dos coeficientes de avanço, empuxo e torque, os valores destacados na tabela acima são aqueles que podem ser encontrados resultados satisfatórios, onde para J igual a 0,04 e 0,05 tem-se kt e kq acessíveis para as relações Passo / Diâmetro, bem como uma rotação comum para os propulsores.

A partir dos resultados obtidos, o próximo passo é compará-los aos valores plotados nas curvas kt, kq e J, onde foram escolhidos 14 cenários para hélices com 4 e 5 pás para diferentes razões de área.

As tabelas abaixo reportam os valores encontrados nas curvas para os cenários ditos no parágrafo anterior com os valores de J igual a 0,04 e 0,05:

Série B							
N = 4				N = 5			
J	Ae/A0	kt	kq	J	Ae/A0	kt	kq
0,04	0,75	0,07	0,039	0,04	0,75	0,1	0,04
	0,80	0,09	0,040		0,80	0,1	0,039
	0,85	0,08	0,038		0,85	0,1	0,039
	0,90	0,075	0,038		0,90	0,1	0,039
	0,95	0,08	0,038		0,95	0,1	0,039
	1,00	0,08	0,039		1,00	0,09	0,038
	1,05	0,08	0,038		1,05	0,09	0,038
0,05	0,75	0,07	0,037	0,05	0,75	0,1	0,038
	0,80	0,08	0,04		0,80	0,1	0,038
	0,85	0,08	0,0375		0,85	0,1	0,038
	0,90	0,075	0,038		0,90	0,098	0,038
	0,95	0,08	0,038		0,95	0,098	0,038
	1,00	0,08	0,037		1,00	0,08	0,037
	1,05	0,0757	0,0365		1,05	0,08	0,037

Tabela 51

Para facilitar a análise dos valores encontrados, tem-se abaixo retirados da tabela 52 os valores ideais para os coeficientes de empuxo e torque:

Valores Ideais				
J	kt	T (kN)	kq	Q (kN.m)
0,05	0,3291	275	0,0444	82,42
0,04	0,5142	275	0,0868	103,02

Tabela 52

Analisando as tabelas 51 e 52, onde a primeira são os resultados obtidos através das curvas e a segunda com os valores ideais para uma embarcação com 3.000 kW e 55 TTE, sendo então as reais encontradas para um propulsor da série B, observa-se que não há possibilidade de determinar um hélice que atenda as duas características ao mesmo tempo.

Obviamente, as análises realizadas são comparativas entre os valores reais encontrados e os considerados ideais através das formulações descritas. Tendo como uma análise adicional, verificou-se também se existiria um propulsor com estas características, alterando as relações de Passo Diâmetro.

Tais análises consistiram em plotar os valores diretamente de k_t e k_q para o coeficiente de avanço determinado, ou seja, não considerando o valor de J primeiramente, mas sim os ideais dos coeficientes de empuxo e torque.

Através desta plotagem, tentou-se verificar qual a relação Passo – Diâmetro ideal e caso a encontra-se poderia considerar um hélice com tais características. Tal método é mostrado no gráfico abaixo considerando os passos adotados.

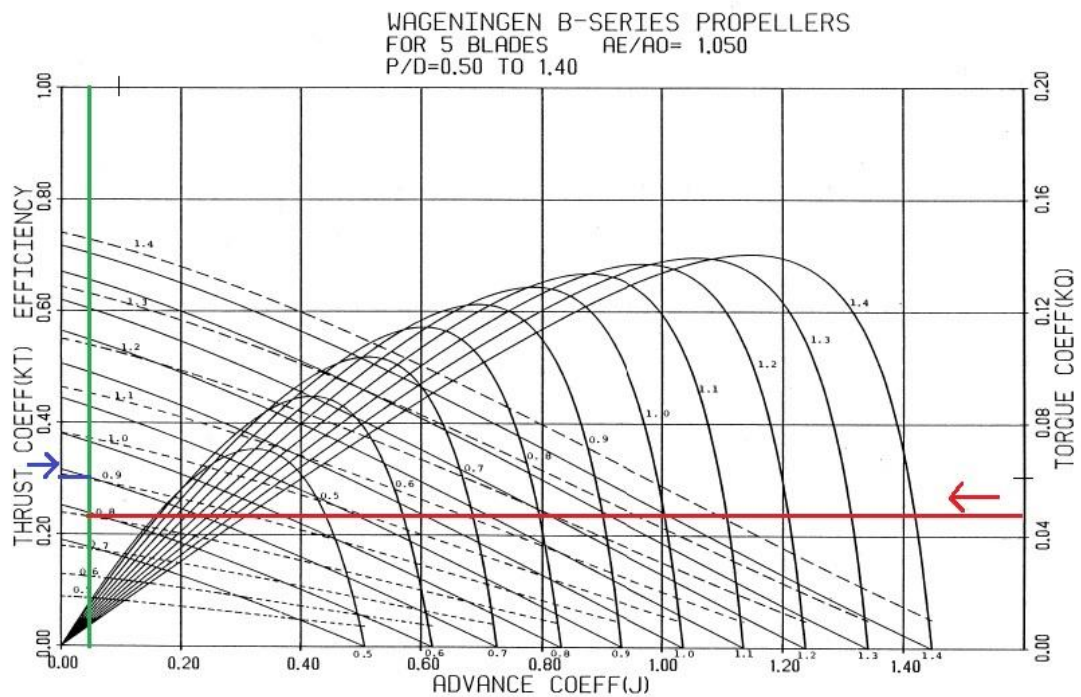


Figura 57

Passo 1 – Traça-se a reta de referência para o valor determinado de J , sendo visto na cor verde.

Passo 2 – Traça-se a reta do k_q ideal rumo a linha do Passo 1 através do sentido indicado, sendo dado na cor vermelha.

Passo 3 – Traça-se a reta do k_t ideal rumo a linha do Passo 1, sendo dado na cor azul.

Desta forma, são obtidas quais relações Passo – Diâmetro pode-se trabalhar com objetivo de encontrar um propulsor com as características ideais fixadas, onde para o presente projeto, as relações encontradas para o conjunto de 4 e 5 pás são dadas abaixo, para $J=0,04$:

N	$k_t = 0,32$	$k_q = 0,04$
4	0,9	0,6
5	1,2	1,0

Tabela 53

Observa-se acima que as relações Passo / Diâmetro encontradas para $J=0,04$, são diferentes para k_t e k_q reforçando a ideia que não há condições para se obter um propulsor com potência de 3.000 kW que atinge 55 TTE.

No caso acima analisado para $N=4$, é visto que para k_t , a relação P/D é 0,9, ou seja, com um hélice de 2,22 m o passo é de 1,99 metros e para k_q estes valores são respectivamente 0,6 e 1,33 metros, onde demonstra claramente que não dá para construir um hélice com dadas relações diferentes, onde as mesmas são vistas para 5 pás.

Como breve resumo do capítulo, primeiramente foram demonstradas as formulações utilizadas para a determinação das características de propulsores para uma embarcação com 3.000 kW e 55 TTE, onde após isso foram determinados os valores de k_t e k_q chamados de ideais para diferentes valores de J para baixas velocidades de avanço.

Com estas referências, partiu-se para os valores determinados pelas curvas dos propulsores da série B onde foram feitas comparações se dentre as combinações de pás e razões de área, atingiria os valores ideais de k_t e k_q .

Feitas estas análises, verificou-se que nenhuma relação atendeu aos requisitos desejados, ou seja, pela proposta do capítulo não é possível ter um propulsor que atenda aos dois requisitos.

Para finalizar, foi realizada a tentativa de verificar se haveria a mesma relação Passo / Diâmetro que atendesse aos valores ideais de k_t e k_q , porém conforme visto na tabela 53, também não foi encontrada, caracterizando a impossibilidade de conseguir o hélice.

O próximo passo para o projeto é trabalhar com a eficiência do casco e verificar qual valor desta é possível obter para determinar um propulsor com as características requeridas e com isso saber quais dimensões de uma embarcação ideal para atender a proposta do trabalho.

16 - Determinação das Características Principais para Encontrar a Eficiência do Casco Ótima

Conforme proposto no capítulo anterior, quando visto que não é possível obter uma embarcação que atenda as características de 3.000 kW e 55 TTE, com um par de hélices com as requeridas características propulsivas, parte-se agora para a determinação do casco a partir da análise da Eficiência do Casco (η_c).

Para que isso seja realizado com sucesso, serão descritas as formulações para cálculo da Potência Instalada para melhor visualização:

$$\eta_c = \frac{1-t}{1-w}$$

$$\eta_o = \frac{J}{2\pi} \cdot \frac{k_t}{k_q}$$

$$\eta_s = 0,995 \text{ (adotado para cálculos com linha de eixo para motores diesel)}$$

$$\eta_t = \eta_c \cdot \eta_{rr} \cdot \eta_o$$

$$w = \frac{V-V_a}{V}$$

$$t = \frac{T-R_t}{T}$$

$$k_t = \frac{T}{\rho \cdot n^2 \cdot D^4}$$

$$k_q = \frac{Q}{\rho \cdot n^2 \cdot D^5}$$

$$P_e = R_T \cdot V_a$$

$$P_t = P_e \cdot \eta_c$$

$$P_d = \frac{P_t}{\eta_{rr} \cdot \eta_o}$$

$$P_b = \frac{P_d}{\eta_s}$$

$$P_{B'} = P_B \cdot 1,2 \cdot 2$$

O objetivo agora é determinar qual o valor da eficiência do casco a partir das premissas de projeto, tendo os valores determinados para P_b' , η_s , η_{rr} , η_o e V_a e com isso calcular η_c , onde após encontrado, determinar através do método Holtrop quais dimensões a embarcação deverá ter para atingir este valor.

Para isso, as equações acima serão modificadas para determinar o valor da eficiência do casco, sendo dadas abaixo:

$$P_B = \frac{P_{B'}}{1,2 \cdot 2}$$

$$P_d = P_B \cdot \eta_s$$

$$P_t = P_d \cdot \eta_{rr} \cdot \eta_o$$

$$\eta_c = \frac{P_t}{P_e}$$

Para a determinação de P_e , há o parâmetro R_t que depende também das dimensões principais da embarcação, bem como a eficiência do casco, desta forma, para então determinar os valores requeridos da embarcação, tem-se a seguinte formulação abaixo:

$$\eta_c \cdot R_t = \frac{P_t}{V_a}$$

Pb'	3.000,00	kW
Va	0,514	m/s
η_s	0,995	
η_o	0,059	
η_{rr}	0,990	
kt	0,329	
kq	0,044	
J	0,050	
Pb	2500	kW
Pd	2487,5	kW
Pt	145,2557	kW
$\eta_c \cdot R_t$	282,357	kW.s/m

Tabela 54

Pelas tabelas com os resultados das formulações obtidas acima, o valor a ser encontrado é de 282,36 kW.s/m, que determinará as características principais da embarcação.

16.1 - Determinação das Características Principais

Após determinados os valores, parte-se agora para a busca das características principais da embarcação que atendam aos valores de $\eta_c \cdot R_t = 282,36 \text{ kW.s/m}$, em que foi utilizada como referência a Planilha de Cálculo do Método de Estimativa de Potência Propulsiva por J. Holtrop e G.G.J. Mennem.

Após avaliados alguns resultados, observou-se que com a Velocidade de Avanço determinada para o Bollard Pull, sendo 1 nó, o valor requisitado não pode ser alcançado através da variação de comprimento, boca e calado, mantendo-se os coeficientes de Seção Mestra e Linha D'Água recomendados para o tipo de embarcação.

Como exemplo abaixo, são dadas as características principais da maior embarcação mineraleira da atualidade, com os valores de eficiência do casco e Resistência Total, onde observa-se o valor da multiplicação bem abaixo do requerido devido a Velocidade de Avanço (V_a) ser de apenas 1 (um) nó, condição estabelecida para determinação da Tonelada de Tração Estática.

Valemax		
Loa	362	m
Boca	66	m
Calado	23	m
Csm	0,92	
Cwl	0,9	
V_a	1	nó
c . Rt	17,98	kW.s/m

Tabela 55

Para ilustrar esta situação é dado abaixo a tabela com as características, que podem ser chamadas de ideais de um rebocador para atingir o valor requerido de $\eta_c \cdot R_t$, onde pode-se observar que são dimensões aceitáveis para este tipo de embarcação, porém o valor requerido só foi conseguido com a velocidade de serviço, sendo de aproximadamente 12 nós ou 6,30 m/s.

Rebocador Ideal		
Loa	30	m
Boca	11	m
Calado	5	m
Csm	0,88	
Cwl	0,86	
V_a	12,25	nós
c . Rt	283	kW.s/m

Tabela 56

Com esta Velocidade de Avanço, é estimado um valor de Coeficiente de Avanço igual a 0,35 para características de hélices comuns para rebocadores, o que é muito superior ao valor calculado para requisitos de Tração Estática, conforme visto no capítulo anterior, cujo valor variava entre 0,03 e 0,05.

Analisando os resultados obtidos, tem-se que não é possível obter uma embarcação com uma dada eficiência do casco que atinja 55 TTE e 3.000 kW, através de k_t e k_q , valores que está implícito estes requisitos.

Desta forma, este capítulo abordou a continuação do anterior pela fixação dos coeficientes de empuxo e torque, cujos resultados não foram satisfatórios e com isso remeteu-se para o recurso de determinar através das características principais da embarcação encontrar aquela que atenderia os parâmetros desejados, onde o objetivo final não foi possível obtê-lo.

17 - Uso de formulações diretas para o cálculo de Bollard Pull

Este capítulo tem como objetivo relacionar algumas formulações utilizadas por projetistas, que relacionam diretamente o valor do Bollard Pull à potência disponível para embarcações com requisitos de Tração Estática.

Tal verificação visa somente a título informativo, verificar as formulações e os valores, sabendo-se que as estas foram amplamente discutidas e observadas com inúmeras amostras ao longo do tempo por vários estudiosos do assunto.

Há quem diga que para se determinar o Bollard Pull de uma embarcação, basta fazer uma simples “regra de três”, não considerando as características principais da embarcação, uma vez que somente deve-se utilizar dos valores da potência instalada a bordo.

Abaixo é dado um conjunto de formulações simples utilizadas, sendo dadas para cada caso:

Rebocador com hélice de passo fixo

$$BP(t) = \frac{BHP.0,9.1,10}{100}$$

Rebocador com hélices de passo fixo e tubulão kort

$$BP(t) = \frac{BHP.0,9.1,20}{100}$$

Rebocador com hélices de passo controlável

$$BP(t) = \frac{BHP.0,9.1,25}{100}$$

Rebocador com hélices de passo controlável e tubulão kort

$$BP(t) = \frac{BHP.0,9.1,40}{100}$$

Outra formulação proposta em Mertes, P., *Aspects of the Design Procedure for Propellers Providing Maximum Bollard Pull*, , Germany [6], relaciona o diâmetro do hélice, eficiências e potência necessária.

Tal formulação é uma referência mundial para os cálculos do desempenho da embarcação do Empuxo Requerido em função da Potência Instalada, mostrando que os projetistas utilizam de formulações diretas para determinação da capacidade de reboque das embarcações.

Eis a fórmula abaixo:

$$BP(\text{ton}) = \sqrt[3]{\frac{\pi \cdot \rho \cdot (D_o \cdot \eta_{pp} \cdot P_D)^2}{2}}, \text{ onde}$$

$$\eta_{pp} = \frac{D_p}{D_o} \cdot \sqrt{\frac{k_t^3}{2 \cdot \pi^3 \cdot k_q^2}} = \frac{\sqrt{2 \cdot T^3}}{D_o \cdot P_D} = \frac{\eta_o}{\eta_i}$$

$$P_D(\text{bhp}) = 2 \cdot \pi \cdot Q \cdot n ,$$

sendo:

- η_{pp} – Eficiência da Bomba
- η_o – Eficiência em Águas Abertas
- η_i – Eficiência Ideal
- D_p – Diâmetro do Hélice
- D_o – Diâmetro Externo do Tubulão
- k_t – Coeficiente de Empuxo
- k_q – Coeficiente de Torque
- T – Empuxo

Com estas formulações, os cálculos diretos para determinação do Bollard Pull é facilitado, uma vez que são relações diretas entre a capacidade de reboque e a Potência Instalada.

18 - Conclusão

Após realizados os estudos para a otimização do sistema propulsivo de uma embarcação tipo rebocador com objetivo de reduzir a Potência Instalada a bordo e mantendo a mesma capacidade de Bollard Pull, verificou-se que pelos métodos testados não há essa possibilidade.

Conforme mencionado nos capítulos anteriores, primeiramente estudou-se a necessidade da redução da potência instalada a bordo para atender a NORMAN 01, cuja aplicabilidade interfere diretamente nos custos operacionais das empresas de navegação.

Após verificada a necessidade desta redução partiu-se para as tentativas de como fazer, onde a primeira possibilidade avaliada foi através das modificações das características principais da embarcação, visando a redução do volume deslocado.

Com esta primeira tentativa, verificou-se a inviabilidade de se reduzir a Potência Instalada através do volume deslocado da embarcação, uma vez que com o método de regressão utilizado, não se mostrou útil para resolução deste problema.

Tendo esta primeira tentativa não se mostrando eficaz, tentou-se então a redução através da análise do sistema propulsivo, considerando-se o estudo da predição de hélices e com isso foram verificados através de dois métodos de cálculo de Potência Instalada, sendo para Velocidade de Avanço e condição de Bollard Pull.

Tais análises foram feitas com objetivo de comparar os métodos e verificar a real possibilidade da redução da Potência Instalada e com isso estudar as alternativas propostas através de configurações dos hélices, tendo como objetivo encontrar a menor Potência Instalada.

As análises citadas no parágrafo acima incluíram no contexto capítulos referentes a conceitos aplicados para redução da Potência Instalada através das características propulsivas e estudo de caso, onde procurou-se abordar as alternativas e suas validações para se ter a melhor decisão.

Realizado o estudo de caso, verificou-se que não há possibilidade da redução da Potência Instalada a bordo da embarcação mantendo-se a mesma capacidade de Bollard Pull, onde foi observado que não houveram alternativas que pudessem resultar em uma potência menor com o Bollard Pull real da embarcação.

Esgotadas as possibilidades através do Estudo de Caso, tentou-se então fixar os coeficientes de empuxo e torque de acordo com os valores requeridos, variando a rotação, onde observou-se que não há possibilidade de se obter um mesmo hélice que atinja as mesmas características de potência e Tração Estática.

Aproveitando os resultados de k_t e k_q , sendo dados ótimos para as condições de uma embarcação de 3.000 kW que atinja 55 TTE, partiu-se para a última tentativa de determinar as dimensões de uma embarcação com objetivo de determinar a melhor relação $\eta_c \cdot R_T$, cujo valor foi encontrado através de formulações matemáticas, vistas no Método 01 para o Estudo de Caso.

Observou-se que só é possível encontrar essa relação para uma embarcação comercial, se a Velocidade de Avanço for elevada, o que foge às características para projeto de um rebocador, cuja velocidade deve ser próxima a zero, garantindo a máxima Tração Estática com a Potência Total Instalada.

Desta forma, chegou-se a conclusão que os cálculos para estabelecer a potência instalada para um determinado Bollard Pull são feitos através de formulações diretas utilizadas pelos projetistas, onde foram apresentadas algumas utilizadas para tipos de hélices e suas aplicações.

Embora não tenha sido possível definir um conjunto propulsivo que pudesse atender a proposta do trabalho, ou seja, otimizar a potência, buscou-se estudar as causas do problema e as melhores soluções com as ferramentas mais utilizadas para predição de hélices, validando os valores encontrados com a escala real ou com modelagens para que os resultados encontrados pudessem ter o mínimo erro possível, pois trata-se de uma nova proposta que caso fosse determinada teriam estudos mais aprofundados para então partir-se para implementação.

Finalmente, o presente projeto teve como premissa um estudo cuja vertente é tentar reduzir os custos operacionais de uma empresa de navegação, cujas embarcações se aplicam a normas que com o aumento da potência instalada tais custos são aumentados e propor uma metodologia para redução destas.

Para os armadores fica o alerta para a aquisição de embarcações para requisitos de Tração Estática ou pra aquelas que são necessárias potências instaladas acima de 3.000 kW, pois com uma redução em consumidores, pode-se reduzir seus custos operacionais, uma vez que a grande maioria dos projetos são realizados por projetistas que atuam fora do Brasil e que muitas vezes não verificam a existência de tais tipos de restrições exigidas pelas normas brasileiras.

19 - Referências Bibliográficas

- [1] TAYLOR, D.A., *Introduction to Marine Engineering*, 2 ed. Oxford, Elsevier, 1990.
- [2] MOLLAND, A. F., *The Marine Engineering Reference Book, A Guide to Shipping Design, Construction and Operation*, Oxford, Elsevier, 2008.
- [3] EYRES, D.J, *Ship Construction*, 6 ed., Oxford, Elsevier, 2008.
- [4] BERNITSAS, M.M., RAY, D., KINLEY, P., *Kt, Kq and Efficiency Curves for the Wageningen B-Series Propellers*, Michigan, University of Michigan, 1981.
- [5] PACURARU, F., OBREJA, D., “Numerical and Experimental Investigation on a Tractor Tug Resistance Performance”, *3rd. Workshop on Vortex Dominated Flows*, Timisoara, Romania June 1 – 2, 2007.
- [6] MERTES, P., “Aspects of the Design Procedure for Propellers Providing Maximum Bollard Pull”, *ITS 2008*, Singapore, 20 – 22 May, 2008.
- [7] ZAHALKA, P., *Bollard Pull*, Association of Hanseatic Marine Underwriters.
- [8] MAN B & W DIESEL /S, FREDERIKSHAVN, *Basic Principles of Ship Propulsion*.
- [9] MAN B & W DIESEL /S, FREDERIKSHAVN, *Propulsion of Offshore Support Vessels*.
- [10] CATERPILAR, *Marine Engines Application and Installation Guide*, LEKM7142 Engine Performance & Boat Performance.
- [11] *Principles of Naval Architecture*, volume 2.
- [12] Hullspeed, *User Manual*, Windows version 12.
- [13] SMIT, *Towage Information of Port of Liverpool*, London, Peel Ports, 2010
- [14] ASTILLEROS ZAMAKONA, *Tug Boats Reference List*.
- [15] PETROBRAS, *Acordo Coletivo de Trabalhos Petrobras – Marítimos, Período 2009/2011*.
- [16] NORMAN 01.
- [17] NORMAN 02.
- [18] http://www.navalsul.com.br/conteudo_esp/arq.tecnico.htm