JORGE ALBERTO NUÑEZ GAINZA

ESTUDO DE INSTALAÇÕES PROPULSORAS PARA NAVIOS PORTA CONTÊINERES

Dissertação apresentada à Escola Politécnica da Universidade de São Paulo para obtenção do título de Mestre em Engenharia

São Paulo
2009

JORGE ALBERTO NUÑEZ GAINZA

ESTUDO DE INSTALAÇÕES PROPULSORAS PARA NAVIOS PORTA CONTÊINERES

Dissertação apresentada à Escola Politécnica da Universidade de São Paulo para obtenção do título de Mestre em Engenharia

Área de Concentração:
Engenharia Naval e Oceânica

Orientador:
Prof. Dr. Hernani Luiz Brinati

São Paulo
2009

FICHA CATALOGRÁFICA

Nunez Gainza, Jorge Alberto
Estudo de instalações propulsoras para navios porta contêineres / J.A. Nunez Gainza. -- São Paulo, 2009.
p. 108

Dissertação (Mestrado) – Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. Departamento de Engenharia Naval e Oceânica.

1. Navio de carga 2. Contêineres 3. Estaleiros (Projeto) 4. Propulsão I. Universidade de São Paulo. Escola Politécnica. Departamento de Engenharia Naval e Oceânica II. t.

DEDICATÓRIA

Àquelas pessoas que deixam seu lugar de origem, família e amigos em busca de um futuro melhor

AGRADECIMENTOS

Aos Servicios Industriales de la Marina de Guerra del Perú (SIMA - PERU) e à Escola Politécnica da Universidade de São Paulo pela grande oportunidade oferecida para poder capacitar-me profissionalmente na área de Engenharia Naval e Oceânica.

Ao meu orientador, Prof Dr. Hernani Luiz Brinati, pelo ensino, paciência e apoio brindado não só ao longo do desenvolvimento desta dissertação, mas também no aprendizado de conceitos importantes da engenharia naval, mostrando sempre infinita disponibilidade para resolver dúvidas e prestar ajuda em todas as fases deste projeto.

Aos Professores que tive nas diferentes disciplinas, em especial ao Prof. Dr Mardel Conti pelos conhecimentos e ajuda proporcionada para o desenvolvimento do programa no software Mathematica.

Aos meus amigos e companheiros Rodolfo Montanha, Marcelo Aragão, Felipe Trevisan, João Ferreira, Newton Pereira, Clemente Rendón, Diego Sarzosa, Juan Carlos Montoya e Paola Escalante, pela hospitalidade e cordialidade mostradas em todo momento, e especialmente, pelo apoio incondicional durante este tempo.

Aos funcionários e amigos do Departamento de Engenharia Naval e Oceânica, pela cordialidade e hospitalidade brindada.

A mi família y amigos en Perú, por la confianza y apoyo durante estos 2 años, en especial en los momentos difíciles.

A mis tíos Aldo y Agueda, por ayudarme en la adaptación y brindarme su hospitalidad durante todo este tiempo en Brasil

RESUMO

Este trabalho está relacionado com o estudo das instalações propulsoras para navios porta contêineres e tem como objetivo estabelecer diretrizes para que um estaleiro de pequeno porte desenvolva o projeto e análise de instalações propulsoras deste tipo de navios.

Analisa-se inicialmente a evolução dos navios porta contêineres ao longo do tempo e as tendências para as próximas gerações destes navios, apresentando as diferentes classificações aplicadas para este tipo de navio. Em particular, são examinadas as instalações propulsoras empregadas em navios porta contêineres, constatando-se que estes navios há uma predominância marcante de instalação propulsora Diesel direta, com exceção dos navios do tipo Pequeno Alimentador, que utilizam instalação Diesel com redução.

Em seguida mostra-se como as características de projeto dos modernos navios porta contêineres estabelecem requisitos sobre os motores Diesel de baixa rotação, tanto em termos de características operacionais como de parâmetros geométricos.

Uma parte importante do trabalho consiste na definição das diretrizes para o projeto e analise das instalações propulsoras para navios porta contêineres. Para isto, é descrito o procedimento de projeto da instalação, que inclui o cálculo da resistência e dos parâmetros propulsivos, bem como o projeto do hélice e seleção da máquina principal. Inclui-se também um procedimento para analise do desempenho da instalação propulsora, para diferentes condições de operação.

Apresenta-se como ilustração a aplicação dos procedimentos de projeto e análise de desempenho da instalação propulsora a um navio porta contêineres do tipo “Pequeno Alimentador”.

Finalmente são listadas as conclusões da dissertação e recomendações para continuação do trabalho.

ABSTRACT

This thesis is related to the study of propulsive power plants for container ships and has the objective of establishing directives so that a shipyard of small capacity of production develops the project and the analysis of propulsion systems for this type of ships.

Initially, the evolution of the ships that carry containers is analyzed in a period of time and the tendencies of the ships for the next generations, also showing how the container ship is classified. In particular, the propulsive installation in container ship are examined, noting that there is a predominance of the direct Diesel propulsive installation in these ships, with the exception of small feeder ships, that use Diesel installation with reduction gearbox.

In addition, it is shown how the characteristics of project of the modern container ship establish requirements on the diesel engines of low rotation, as much as in terms of operational characteristics as in geometric parameters.

An important part of this work consists on the definition of the directives for the project and the analysis of the propulsive installations for container ship. Therefore, the procedure of the installation of the project is described, which includes the calculation of the resistance and the propulsive parameters, as well as the project of the helix and the selection of the main engine. The procedure for the analysis of performance of the propulsive installation is also included, for different conditions of operation.

As an illustrative example, the application of the procedures of the project and the analysis of performance of the propulsive installation for a small feeder container ship is presented.

Finally, the conclusions of the work are listed, as well as the recommendations for the future continuation of the work.

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO 13

1.1. DEFINIÇÃO DO PROBLEMA 13

1.2. OBJETIVOS DO TRABALHO. 15

1.3. ESTRUTURA DO TRABALHO 16

2. ANALISE DO MERCADO DOS NAVIOS PORTA CONTÊINERES 18

2.1. HISTÓRICO 18

2.2. TIPOS DE PORTA CONTÊINERES 21

2.3. ESTRUTURA DO MERCADO 25

2.3.1 Distribuição da frota dos navios porta contêineres 25

2.3.2 Distribuição dos navios encomendados 27

2.3.3 Idade e crescimento da frota 29

2.4. NAVIOS PORTA CONTÊINERES DO FUTURO 30

2.5. INSTALACOES PROPULSORAS DE NAVIOS PORTA CONTÊINERES ... 33

3. DEMANDA DE POTÊNCIA PARA NAVIOS PORTA CONTÊINERES 36

3.1. RELAÇÃO ENTRE POTÊNCIA, DESLOCAMENTO E VELOCIDADE 36

3.2. REQUISITOS ESPECIAIS DOS MOTORES 39

4. PROJETO E ANÁLISE DE DESEMPENHO DAS INSTALAÇÕES PROPULSORAS 46

4.1. SELEÇÃO DO TIPO DE INSTALAÇÃO PROPULSORA 46

4.2. TIPOS DE INSTALAÇÕES PROPULSORAS 51

4.2.1 Instalações Propulsoras Atuais 51

4.2.2 Outras alternativas 53

4.3. PROCEDIMIENTO DE PROJETO PARA INSTALAÇÕES PROPULSORAS 57

4.3.1 Cálculo da resistência 59

4.3.2 Cálculos de parâmetros propulsivos. 64

4.3.3 Projeto de hélice: Uso de séries sistemáticas 67

4.3.4 Seleção da máquina principal. 74

4.4. PROCEDIMENTO DE ANÁLISE 76

5. EXEMPLO ILUSTRATIVO 82

5.1. SELEÇÃO DE UM NAVIO EXEMPLO 82

5.1.1. Escolha inicial 82

5.1.2. Analise de navios semelhantes 84

5.1.3. Características principais do novo navio 84

5.2. PROJETO DA INSTALAÇÃO PROPULSORA 85

5.3. ANALISE DE DESEMPENHO DA INSTALAÇÃO PROPULSORA 90

5.3.1. Variação de deslocamento 90

5.3.2. Variação de velocidade 92

5.3.3. Prova de mar 94

6. CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES 96

6.1. SÍNTESE DO TRABALHO 96

6.2. CONCLUSÕES 97

6.3. RECOMENDAÇÕES 98

7. REFERÊNCIAS BIBLIOGRAFICAS 100

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1 – Distribuição de navios entregues por capacidade de carga ao longo do período 19

Figura 2.2 – Velocidade média dos navios porta contêineres entregues entre 1960 e 2004.....21

Figura 2.3 – Frota de navios porta contêineres, Janeiro 2008.....26

Figura 2.4 – Distribuição da carga pelos diferentes tipos de navios porta contêineres.....26

Figura 2.5 – Navios porta contêineres encomendados, Maio de 2008 – 1.437 navios.....28

Figura 2.6 – Distribuição da carga em TEU para os diferentes tipos de navios encomendados até Maio de 2008.....28

Figura 2.7 – Ano de entrega e idade dos navios (linha vermelha).....30

Figura 2.8 – Navios porta contêineres – Características básicas de projeto.....31

Figura 2.9 – Novo design para navios porta contêineres com capacidade maior a 10.000 TEU.....32

Figura 2.10 – Arranjo da instalação propulsora para navios porta contêineres.....32

Figura 2.11 – Arranjo geral do navio porta contêineres Pentamarã.....33

Figura 3.1 – Relação entre velocidade e potência.....38

Figura 3.2 – Efeito da variação de velocidade sobre a potência.....39

Figura 3.3 – Relação entre velocidade e consumo de combustível.....39

Figura 3.4 – Motores S90 e K90 da MAN B&W.....42

Figura 4.1 – Potência requerida em função à velocidade para navios entre 400 e 1.200 TEU.....52

Figura 4.2 – Potência requerida em função à velocidade para navios entre 5.000 e 20.000 TEU.....52

Figura 4.3 – Arranjo geral de uma instalação propulsora mono hélice.....53

Figura 4.4 – Arranjo geral da instalação propulsora bi hélice.....55

Figura 4.5 – Arranjo geral da instalação propulsora com hélices contra-rotativos.....56

Figura 4.6 – Arranjo geral da instalação propulsora com hélices podded azimutais contra-rotativos.....57

Figura 4.7– Curvas características do hélice.....70

Figura 4.8 – “Layout Diagram” do motor Diesel.....75

Figura 4.9 – Obtenção de curvas de empuxo do hélice.....77

Figura 4.10 – Modificação da curva característica do coeficiente de torque do hélice.....78

Figura 4.11– Integração casco-hélice.....79

Figura 4.12 – Curva de potência requerida para o conjunto casco-hélice.....80

Figura 4.13– Integração casco-hélice-motor (PR é potência requerida).....81

Figura 5.1 – Arranjo geral dos contêineres.....83

Figura 5.2 – Gráfico Potência (kW) vs Velocidade (m/s) para diferentes condições de operação.....92

Figura 5.3 – Gráfico Potência vs Velocidade para condição de projeto.....94

Figura 5.4 – Gráfico Potência vs Velocidade para condição de projeto e prova de mar.....95

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1 – Tipos de navios porta contêineres.....22

Tabela 2.2 – Características dos navios porta contêineres.....24

Tabela 2.3 – Velocidades, potência e capacidades de carga dos navios porta contêineres.....25

Tabela 2.4 – Instalações propulsoras em navios porta contêineres.....34

Tabela 2.5 – Distribuição de máquina principal em navios de pequeno porte.....34

Tabela 2.6 – Distribuição de máquina principal em navios de grande porte.....35

Tabela 3.1 – Características básicas dos motores MAN B&W S90 e K90.....43

Tabela 3.2 – Características básicas dos motores Wartisila, RT-flex82T – RTA82T e RT-flex82C - RTA82C 44

Tabela 4.1 – Características dos motores dos navios porta contêineres.....49

Tabela 4.2 – Comparação entre as instalações propulsoras twin-skeg e single-skeg.....55

Tabela 4.3 – Faixas de operação para o método de Holtrop.....61

Tabela 4.4 – Faixas de operação da série de Taylor.....62

Tabela 5.1 – Principais características do navio.....83

Tabela 5.3 – Comparação de características.....85

Tabela 5.4 – Coeficientes para o cálculo de R_T , w e t.....86

Tabela 5.5 – Projeto da instalação propulsora Diesel direta.....88

Tabela 5.6 – Projeto da instalação propulsora Diesel com redução.....89

Tabela 5.7 – Desempenho da instalação propulsora para diferentes deslocamentos.....92

Tabela 5.8 – Cálculo da potência e consumo de combustível para diferentes velocidades.....93

Tabela 5.9 – Previsão dos resultados de prova de mar.....95

1. INTRODUÇÃO

1.1. DEFINIÇÃO DO PROBLEMA

A motivação para este trabalho está, em parte, relacionada com a formação profissional esperada de seu autor e das atividades que ele deve exercer quando retornar a seu país. Como oficial da Marinha do Peru, o autor procurou obter uma formação em projeto de navio e, em especial na parte de propulsão. O assunto da dissertação está vinculado a um empreendimento que está sendo planejado no estaleiro SIMA – Callao. O SIMA – Callao, embora dedicado à construção e reparo de navios da armada, já atuou na construção de navios mercantes (pesqueiros e rebocadores) e tem um grande interesse em se desenvolver no setor de construção e manutenção de navios porta contêineres. Isto ocorre porque atualmente estão sendo realizados trabalhos de expansão do terminal de contêineres do porto de Callao, que é principal porto do Perú, e que recebe os navios de maior porte e, por conseguinte a maior quantidade de carga. Esta carga deve ser distribuída aos diferentes portos que se encontram na costa Peruana e não têm capacidade para receber grandes navios. Para este transporte seria necessário o emprego de navios de menor porte – os navios Alimentadores e para suprir esta demanda é que se prepara o estaleiro SIMA – Callao.

Embora a preocupação imediata seja com um porta contêineres de pequeno porte, o estudo foi mais abrangente, focalizando todo o mercado de navios porta contêineres. Este mercado é o que tem colocado mais desafios para os projetistas navais em função dos requisitos impostos pelos armadores, seja pelo aumento do porte dos navios seja pela utilização de velocidades de serviço muito altas. Uma descrição breve das características deste mercado é apresentada a seguir.

Em um mundo globalizado, tem se assistido nos últimos anos um aumento significativo no comércio mundial, que segundo Branch (1996) tem utilizado essencialmente o transporte marítimo, em função de sua melhor relação custo/beneficio.

Um dos setores do transporte marítimo que tem exibido as maiores mudanças nos últimos anos é de navios porta contêineres. Ocorreu, de fato, um aumento muito grande da carga conteinerizada, e espera-se que ela continue crescendo a uma taxa pelo menos igual à do comércio e da economia mundial.

Outro aspecto relevante no mercado de transporte de contêineres é o aumento do porte dos navios e de suas velocidades, gerando um aumento na potência requerida. Isto leva ao estudo de novas formas de casco para reduzir a resistência ao avanço e aumentar a capacidade de carga, assim como de novas instalações propulsoras para aumentar a potência, diminuir o consumo de combustível e diminuir os elementos poluentes como os gases de escape dos motores.

A concorrência entre as empresas de navegação exige que os navios cumpram programações com prazos rigorosos. Portanto, eles devem ter alta velocidade de serviço para poder cumprir com os prazos de entrega. Como conseqüência, nos últimos 20 anos houve um aumento considerável na capacidade de carga dos navios, bem como de suas velocidades, resultando em aumento considerável da potência requerida para estes navios. Pode-se dizer que o desenvolvimento recente da indústria de motores marítimos se baseou no atendimento à demanda desse setor de transportes.

Não se sabe, porém, se a tendência ao aumento de velocidade dos navios porta contêineres vai persistir. Nos últimos anos, o aumento substancial no preço do combustível, puxado pelo preço do petróleo afetou o orçamento das companhias marítimas. Algumas medidas foram tomadas, como a diminuição da velocidade de serviço dos navios, com considerável redução do consumo de combustível. Evidentemente, para poder cumprir com os prazos de entrega de mercadoria, as companhias adicionaram novos navios nas rotas de serviço. Constatou-se que uma frota com maior quantidade de navios, operando a uma menor velocidade, consegue cumprir os prazos de entrega com um melhor desempenho econômico. (NOTTEBOOM T.; VERNIMMEN B, 2008). Não se sabe, porém, se esta estratégia será mantida com a redução, também expressiva, nos preços do combustível.

Atualmente existem navios porta contêineres de diferentes capacidades, variando de 400 TEU (twenty-feet equivalent unit) – Pequeno Alimentador – até 15.500 TEU –

ULCV (Ultra Large Contêiner Vessel). Estima-se que navios porta contêineres de porte ainda maior venham a ser construídos, podendo chegar a mais de 20.000 TEU. Existe também previsão de velocidades superiores a 25 nós, sendo que as velocidades atuais já superam os 20 nós. Há estudos para a construção de navios porta contêineres capazes de atingir 30 nós, que são denominados “fast fedeers”, os quais terão uma capacidade de carga de 900 TEU, e uma potência de 33 MW (NIGEL G., 1997).

O aumento de tamanho dos navios não significa que a demanda por navios porta contêineres menores diminuía. Pelo contrário, deve ocorrer uma operação associada entre os chamados “mega carriers” e os navios Alimentadores.

A grande maioria dos navios porta contêineres tem instalação propulsora Diesel direta, com um único eixo propulsor. Para atender demandas mais elevadas de potência, existem propostas de outros tipos de instalações propulsoras para estes navios como: twin-skeg (dois eixos propulsores situados simetricamente em relação à linha de centro do navio e duas placas longitudinais orientando o escoamento), hélices contra-rotativos e hélices podded azimutais contra-rotativos. É, porém, difícil antever no momento uma alteração no mercado de instalações propulsoras para esses navios.

1.2. OBJETIVOS DO TRABALHO.

O objetivo do presente trabalho é desenvolver um modelo de projeto de instalação propulsora, com base em ferramentas convencionais, para ser empregado em estaleiros de pequeno porte e sem uma tradição estabelecida no projeto de navios mercantes.

Assim, serão examinados os diferentes tipos de instalações propulsoras existentes e propostos para navios porta contêineres, o que exige uma análise da evolução do mercado deste tipo de navio através dos anos e da demanda de potência requerida. O estudo da instalação propulsora contempla a definição dos requisitos de projeto das instalações propulsoras e da interação casco hélice máquina principal.

Com o aumento do preço do petróleo as despesas com combustível têm afetado os custos operacionais das companhias de navegação, reduzindo sua margem de lucro. Especialmente no mercado de porta contêineres, em que ocorreram aumentos significativos no porte e na velocidade dos navios, as empresas estão analisando medidas para ajustar seus custos operacionais. Uma das medidas consideradas é a operação com velocidades mais baixas. Para poder lidar com esta questão, é também objetivo do trabalho desenvolver um modelo para análise de desempenho de instalações propulsoras em condições diferentes das de projeto. Isto permitiria efetuar uma avaliação técnico-econômica da operação do navio.

Como tarefa final apresenta-se um exemplo de aplicação, com a determinação da instalação propulsora de um navio porta contêineres do tipo Pequeno Alimentador, que será construído pelo estaleiro Peruano SIMA – Callao, e uma análise de seu desempenho para diferentes condições de operação.

1.3. ESTRUTURA DO TRABALHO

O presente trabalho encontra-se dividido, além deste capítulo introdutório, da forma apresentada a seguir.

O capítulo 2 faz uma abordagem sobre o mercado de navios porta contêineres, mostrando a sua evolução ao longo do tempo. É apresentada ainda a estrutura do mercado dos navios porta contêineres, indicando a distribuição da frota, a distribuição dos navios encomendados e a idade e crescimento da frota. É dado um destaque especial à questão de propulsão, fazendo-se uma análise dos tipos de máquina principal adotado neste tipo de navio, em seus diferentes segmentos.

No capítulo 3 faz-se uma análise da demanda de potência das instalações propulsoras dos navios porta contêineres, focalizando o efeito do aumento de deslocamento e velocidade sobre a potência requerida para estes navios. Mostram - se também os efeitos dos requisitos de potência e rotação do propulsor sobre as características geométricas dos motores.

O capítulo 4 faz uma abordagem sobre o projeto e operação das instalações propulsoras utilizadas pelos navios porta contêineres. Apresenta-se, inicialmente,

uma explicação para a atual distribuição de tipos de instalações propulsoras neste tipo de navios, que registra uma preferência marcante por instalações Diesel direta para navios de médio e grande porte e uma maior utilização de instalações Diesel com redução em navios de menor porte. São descritas também outras alternativas de instalações propulsoras propostas para futuros navios. Apresentam-se, em seguida, os procedimentos empregados no projeto das instalações propulsoras analisando o cálculo de resistência, cálculos dos parâmetros propulsivos, o projeto do hélice e a seleção da máquina principal. Finalmente, é apresentado um procedimento de analise para avaliação do desempenho da instalação propulsora em diferentes condições de operação.

O capítulo 5 se ocupa de um exemplo ilustrativo; seleciona-se, inicialmente um navio porta contêineres de pequeno porte para aplicação dos procedimentos de projeto e análise. É realizado o projeto da instalação propulsora deste navio, fazendo o cálculo de resistência, integração casco-hélice; para a escolha da máquina principal são consideradas duas alternativas: motor Diesel de baixa rotação e motor Diesel de média rotação. Adotando a instalação Diesel direta, procede-se, então, a analise do desempenho da instalação propulsora para diferentes condições de deslocamento e velocidade, do navio.

Finalmente o capítulo 6 contém as considerações finais do trabalho. Neste capítulo é apresentada uma síntese do trabalho, seguida das conclusões e recomendações.

2. ANALISE DO MERCADO DOS NAVIOS PORTA CONTÊINERES

No presente capítulo busca-se reunir informações sobre a evolução dos navios porta contêineres ao longo do tempo e os navios que são esperados no futuro. São descritas as diferentes classificações dadas aos navios porta contêineres. Analisa-se também a estrutura da frota dos navios porta contêineres. Finalmente, é abordada a distribuição dos tipos de instalações propulsoras utilizadas nos navios existentes

2.1. HISTÓRICO

A utilização de contêineres começou durante a Segunda Guerra Mundial, mas a sua aplicação comercial em navios teve início em 1956, quando o primeiro serviço de transporte de contêineres foi inaugurado entre os Estados Unidos e Porto Rico.

Malcolm McLean, um empresário de transporte rodoviário de Carolina do Norte, adquiriu em 1955 uma empresa de navios a vapor com a idéia de utilizar os seus navios para o transporte da carga que era levada normalmente por caminhões. McLean organizou a Sea Land Service, uma empresa de navegação internacional, e realizou a primeira experiência com navios porta contêineres.

Um navio da Sea Land Service, o Ideal-X, era um petroleiro convertido em porta contêineres, cujo convés foi reforçado para acomodar contêineres. Ele fez sua viagem inaugural de Nova Jersey ao Texas em 26 de Abril de 1956 com 58 contêineres em seu convés. Os primeiros navios porta contêineres podiam transportar apenas 59 contêineres empilhados no convés. No final da década de 1990, a Sea Land, que tinha estabelecido uma liderança no setor de transporte de contêineres, foi vendida para a companhia marítima Maersk, adotando então o nome de Maersk Sealand.

O sucesso dos navios porta contêineres se deve à sua capacidade transportar bens manufaturados e semimanufaturados praticamente de qualquer tipo. Esta maneira de movimentação das mercadorias é uma das razões fundamentais para a globalização da produção. Enquanto um navio tradicional demorava entre 8 a 10

dias para carregar ou descarregar 10.000 toneladas de carga geral, um navio porta contêineres pode lidar com o mesmo volume em 2 dias, em portos da Europa, que têm uma melhor infra estrutura, e em 3 ou 4 dias em outros continentes

A Figura 2.1 mostra a evolução dos navios porta contêineres entre 1960 e 2004 (MAN - B&W, 2004).

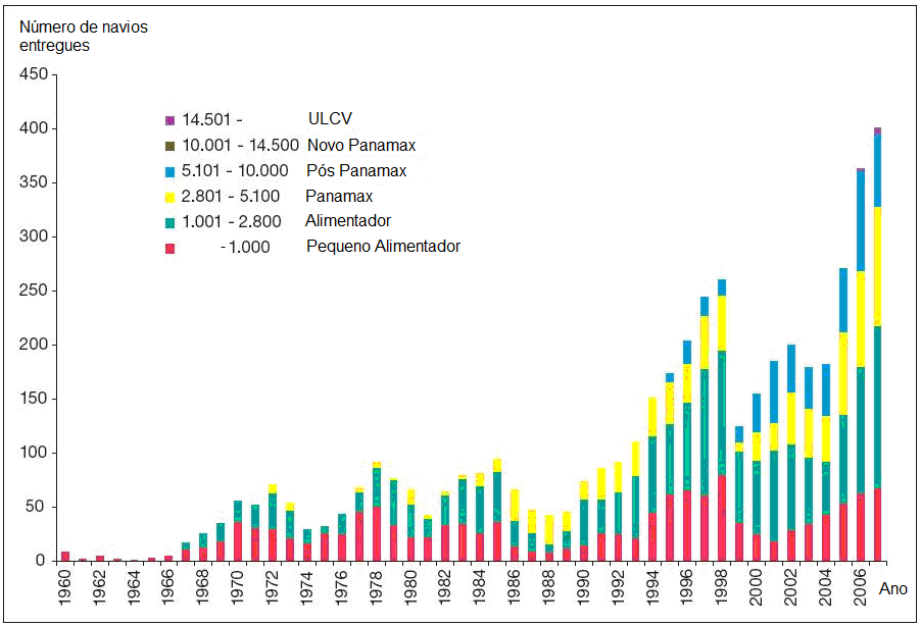


Figura 2.1 – Distribuição de navios entregues por capacidade de carga ao longo do período (MAN B&W, 2008)

O desenvolvimento do mercado de navios porta contêineres, como é mostrado na Figura 2.1, foi lento até 1968, ano em que foram entregues 18 navios deste tipo; 10 desses 18 navios tinham uma capacidade de 1.000 a 1.500 TEU. Em 1969 foram entregues 25 navios, sendo que o tamanho dos navios maiores atingiu a faixa de 1.500 a 2.000 TEU. Em 1972 foi entregue, pelo estaleiro alemão Howaldtwerke, o primeiro navio porta contêineres com capacidade superior a 3.000 TEU. Em 1984 o tamanho dos navios porta contêineres chegou a 4.600 TEU. Nos 12 anos seguintes o porte dos navios porta contêineres já atingia 4.500 a 5.000 TEU, que era provavelmente uma limitação estabelecida pelas dimensões do Canal de Panamá.

Em 1996 o Regina Maersk ultrapassou estes limites, com uma capacidade de 6.400 TEU, e deu inicio a um novo ciclo de desenvolvimento do mercado dos navios porta contêineres. A partir de 1996 o porte desses navios aumentou rapidamente; em 1997 foram entregues navios com capacidade de 6.600 TEU, em 1998 navios de

7.200 TEU e navios de até 15.500 TEU foram entregues em 2006 – 2007 (MAN B&W, 2008).

Estima-se que navios de até 22.000 TEU sejam construídos no futuro, mas isso depende da infra-estrutura portuária e correspondente eficiência operacional, que são os fatores limitantes do desenvolvimento dos navios porta contêineres. Para tais grandes navios do futuro, a propulsão pode exigir mais de 100 MW / 136.000 bhp, com velocidade de serviço de 25 nós. Atualmente estão sendo feitos estudos para navios com capacidade de carga de 22.000 TEU, os quais seriam construídos no estaleiro Coreano STX (MAN B&W, 2008). Pesquisas mostram que podem ser construídos hélices que consigam absorver este nível de potência. Os navios de configuração mono-hélice são considerados soluções mais eficazes e mais baratas em comparação com uma solução com 2 eixos - twin-skeg / twin-screw, porém, para este nível de potência outras configurações estão sendo investigadas.

O aumento de porte dos navios porta contêineres não significa que a demanda por navios menores e/ou costeiros tenha diminuído. Navios com até 2.800 TEU representam 56% do mercado de navios entregues na década passada.

É importante ressaltar que a ampliação do Canal do Panamá permitirá o aumento da boca do navio de 32,3 m para 48,8 m, o que desencadeou um novo tipo de navio porta contêiner o "Novo Panamax" (New Panamax).

Os navios porta contêineres têm que cumprir programações muito apertadas; quanto maior o navio, mais tempo e/ou equipamentos são necessários para movimentação da carga. Assim, navios de maior porte terão que operar com maiores velocidades de serviço para cumprir os prazos programados, de modo a compensar os tempos perdidos na movimentação da carga nos portos.

Os aumentos drásticos dos preços do óleo combustível, ocorridos em 2008, levaram alguns operadores a reduzir as despesas com combustíveis através da redução da velocidade do navio. Isso tem, certamente, uma influência importante sobre a seleção dos motores principais para os navios porta contêineres.

A Figura 2.2 mostra a distribuição da velocidade de serviço, por faixa de capacidade, dos navios porta contêineres; pode-se observar que os navios de maior porte são os

que operam a maiores velocidades enquanto os navios de menor porte operam a velocidades inferiores a 20 nós.

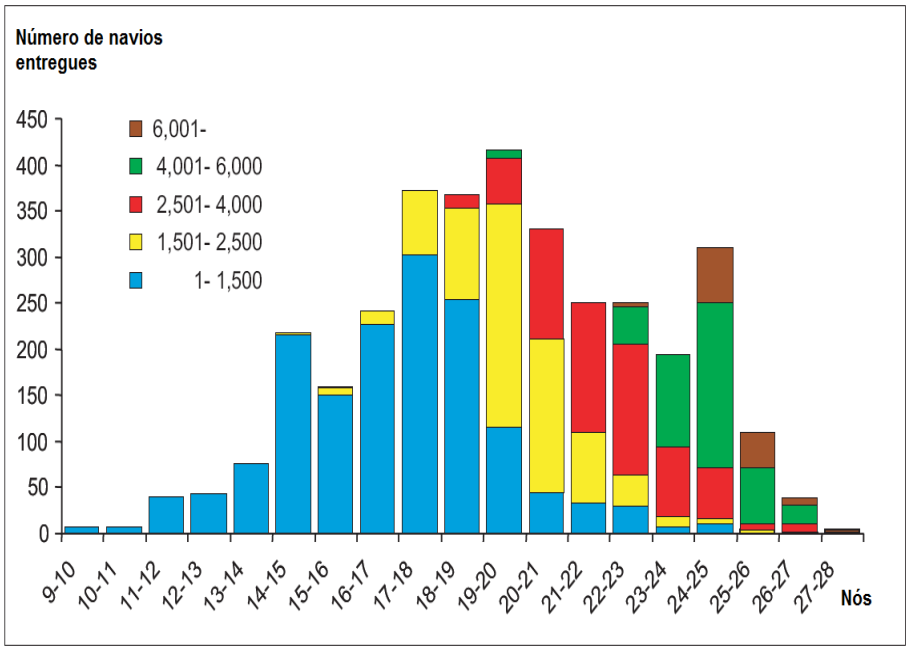


Figura 2.2 – Velocidade média dos navios porta contêineres entregues entre 1960 e 2004 (MAN B&W, 2004)

2.2. TIPOS DE PORTA CONTÊINERES

O tamanho dos navios porta contêineres é baseado, normalmente, no número máximo de contêineres que ele pode transportar. A abreviação TEU significa “twenty-feet equivalent unit”, que é a medida standard para os contêineres; 20 pés equivalem a 6 m de comprimento, a largura e altura estão na ordem dos 2,5 m. O peso médio por contêiner esta na faixa dos 10 a 12 toneladas; portanto, para determinação do deadweight de carga estima-se um peso de 12 a 14 toneladas dwt por TEU. Porém, o parâmetro que identifica este tipo de navio é o número máximo de contêineres a ser transportados. Por isso, a capacidade de carga utilizada hoje pela maioria dos estaleiros e de armadores é igual ao número máximo de contêineres que podem ser empilhados sobre o navio, independente do seu peso.

A frota mundial de navios porta contêineres esta composta atualmente por cerca de 4.272 navios (janeiro 2008) com uma capacidade combinada de cerca de 11,8 milhões de TEU, e cresceu em cerca de 30% ao longo dos últimos três anos. A frota

está desenvolvendo-se rapidamente. Os navios estão crescendo, tanto em número como em tamanho.

Dependendo das dimensões do navio e da quantidade de TEU que o navio possa transportar, os navios porta contêineres são divididos em categorias. Não há uma uniformidade da classificação. A Tabela 2.1 apresenta a distribuição em categorias apresentadas pela MAN B&W (MAN B&W, 2008). É interessante ressaltar que a mesma empresa em uma publicação anterior (MAN B&W, 2004) estabelecia uma outra classificação deste tipo de navio. A Lloyds Register, por seu lado, divide os navios nos seguintes grupos: Pequeno Alimentador, Alimentador, Panamax, Pós Panamax, Suexmax, Pós Suexmax e Pós Malaccamax.

Tabela 2.1 – Tipos de navios porta contêineres

Tipos de navios porta contêineres	Capacidade de carga (TEU)
Pequeno Alimentador (Small Feeder)	< 1.000 TEU
Alimentador (Feeder)	1.000 – 2.800 TEU
Panamax	2.800 – 5.100 TEU
Pós Panamax	5.500 – 10.000 TEU
Novo Panamax (New Panamax)	12.000 – 14.500 TEU
ULCV - (Ultra Large Container Vessel)	> 14.500 TEU

Uma descrição de cada tipo é apresentada abaixo.

"Pequenos Alimentadores" (Small Feeder):

Este tipo de navio é, normalmente, utilizado para o transporte marítimo de contêineres em distâncias curtas. Sua principal função é transportar a carga de portos maiores, aonde chegam porta contêineres de maior porte, para portos com pequena profundidade, onde estes grandes navios não podem chegar. A boca destes navios é, em geral, inferior a 23 m.

"Alimentador" (Feeder):

Este tipo de navio tem capacidade de entre 1.000 e 2.800 TEU, e tem como objetivo transportar contêineres entre grandes terminais de contêineres e outros portos que não são servidos pelas grandes companhias marítimas.

A maior parte dos navios Alimentadores consiste de embarcações relativamente pequenas ou médias; a boca destes navios, em geral, está entre 23 e 30,2 m.

"Panamax":

Até 1988, a capacidade de carga dos navios porta contêineres se situava entre 2.800 - 5.100 TEU, principalmente devido à limitação de boca e comprimento impostas pelo Canal do Panamá, ou seja, uma boca máxima de 32,3 m, comprimento máximo de 294,1 m, e calado máximo de 12 m.

"Pós Panamax" (Post-Panamax):

A America President Lines (APL), empresa de transporte de contêineres, desenvolveu uma nova rede de transporte sem usar o Canal do Panamá. Esta rede marcou a criação do novo tipo de navio porta contêineres o "Pós Panamax"; este tipo de navio tem uma boca entre 39,8 e 45,6 m, com uma capacidade de carga na ordem dos 5.500 a 10.000 TEU. Em 1996, o navio Regina Maersk ultrapassou esse limite (42 m), com uma capacidade oficial de 6.400 TEU, e marcou um novo desenvolvimento no mercado de navios porta contêineres.

"Novo Panamax" (New Panamax):

As dimensões do canal do Panamá estabeleceram por muito tempo restrições para o porte dos navios. Mas, assim que se criaram rotas alternativas para o transporte de contêineres, as autoridades encarregadas do Canal do Panamá decidiram aumentar as dimensões do canal, a fim de captar uma maior porcentagem da atual e futura frota de navios.

As dimensões das eclusas do novo canal serão de 427 m de comprimento, 55 m de largura e 18,3 m de profundidade, permitindo a passagem de navios com uma boca máxima de 48,8 m, calado máximo de 15,2 m e um comprimento máximo de 365,8 m.

A maior parte da última geração de navios porta contêineres encomendados é de 12.500 a 13.100 TEU e estão muito próximos das máximas dimensões admissíveis, e, portanto, pertencem ao tipo Novo Panamax. No futuro, eles terão a possibilidade de navegar através do novo Canal do Panamá. A abertura do novo canal está

prevista para 2014, ano da comemoração do centésimo aniversário do canal já existente, e estará plenamente em funcionamento em 2015.

"Navio porta contêineres muito grande (ULCV)" (Ultra Large Container Vessel):

O maior navio porta contêineres do mundo construído ultrapassa as dimensões dos tipos de navio Novo Panamax, e é chamado de ULCV (terminologia designada pela MAN Diesel); ele é capaz de transportar aproximadamente 15.500 TEU. O ULCV tem boca maior do que 48,8 m e comprimento total de mais de 365,8 m. O estaleiro coreano STX está trabalhando em um projeto de navio porta contêineres de 22.000 TEU, com um comprimento total de 460 m, uma boca de cerca de 60 m., este navio terá uma instalação propulsora Diesel direta (MAN B&W, 2008).

A Tabela 2.2 apresenta as dimensões principais dos diferentes tipos de navios porta contêineres. É interessante ressaltar que a distinção de dimensões entre o tipo Panamax e o Pos Panamax se manifesta expressivamente em termos de boca e comprimento, mas pouco significativamente em relação ao calado.

Tabela 2.2 – Características dos navios porta contêineres

Tipo de navio	L (m)	B (m)	H (m)
Pequeno Alimentador	105 – 150	17 – 23	6,5 – 8,5
Alimentador	155 – 200	23,0 - 30,2	9,2 - 11,5
Panamax	220 – 293	32,2 - 32,3	12 - 12,4
Pos Panamax	280 – 335	39,8 - 45,6	12,5 - 13
Novo Panamax	365,8	48,8	15,2
ULCV	< 365,8	< 48,8	< 15,2

A Tabela 2.3 mostra as correspondentes capacidades de carga e velocidades. Pode-se observar que a velocidade cresce com o porte do navio, o que se explica até por questões hidrodinâmicas – manutenção de mesmo número de Froude, mas é interessante também ressaltar que, para uma mesma categoria de navios, a faixa de velocidades é relativamente larga quando comparada com a de comprimento.

Finalmente, na Tabela 2.3 é importante destacar os valores atingidos pela potência instalada.

Tabela 2.3 – Velocidades, potência e capacidades de carga dos navios porta contêineres

Tipo de navio	Vel. (nós)	Potência (kW)	TEU
Pequeno Alimentador	14 - 19.5	3.000 - 11.400	400 – 1.000
Alimentador	19 - 23.5	10.500 - 30.000	1.200 – 2.800
Panamax	22.5 - 25.8	25.000 - 52.000	2.800 – 5.100
Pos Panamax	25 - 26	49.800 - 78.000	5.500 - 10.000
Novo Panamax	25 - 26	74.000 - 91.000	12.500 - 14.000
ULCV	25 - 26	84.000 - 106.000	15.500 - 18.000

2.3. ESTRUTURA DO MERCADO

2.3.1 Distribuição da frota dos navios porta contêineres

Em janeiro de 2008, a frota de navios porta contêineres era aproximadamente de 4.272 navios (MAN B&W, 2008). Na Figura 2.3, que apresenta a distribuição da frota por tipo de navios, pode-se observar que cerca de 66% são do tipo Pequeno Alimentador e Alimentador, com 26% e 40% respectivamente. Os navios Panamax representam 22% e os grandes navios, incluindo os Pós-Panamax, Novo Panamax e ULCVs, têm 12% da frota.

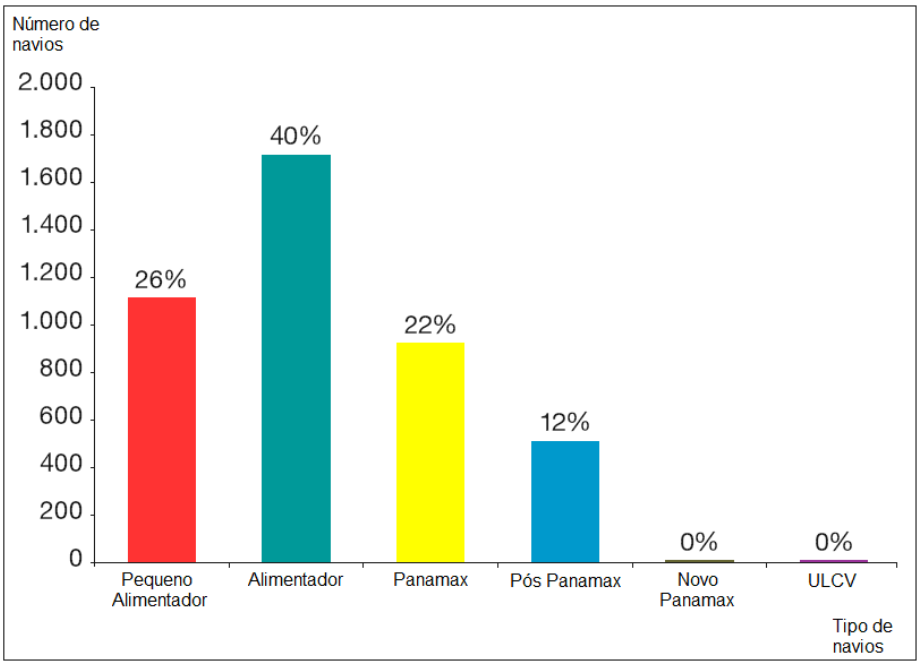


Figura 2.3 – Frota de navios porta contêineres, Janeiro 2008 (MAN B&W, 2008)

Quando se observa a Figura 2.4, que mostra o número total de contêineres transportados por cada segmento da frota, percebe-se que é o segmento dos navios Panamax e Pós-Panamax que tem a maior participação no transporte da carga conteinerizada.

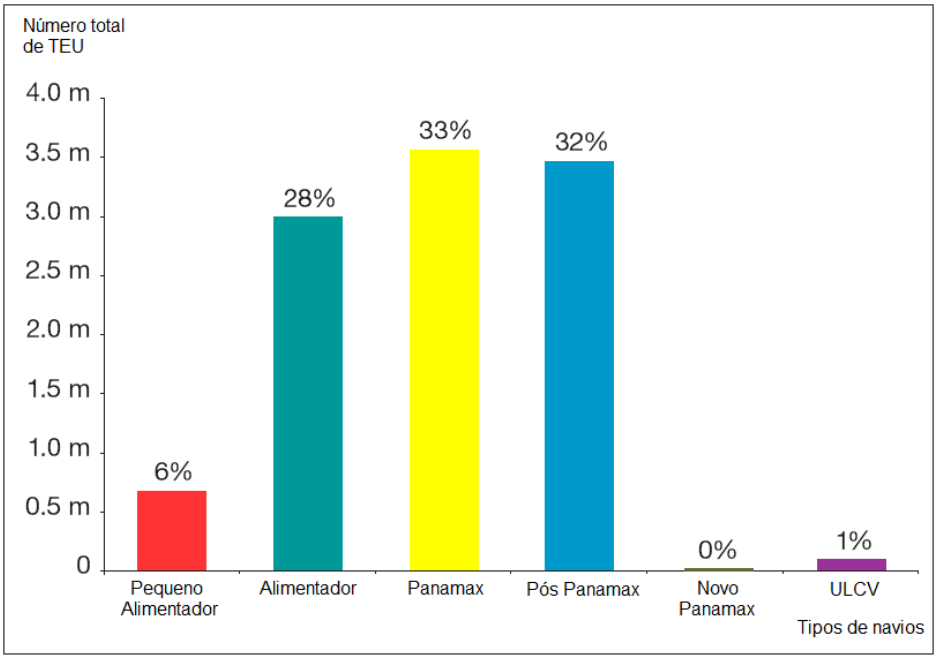


Figura 2.4 – Distribuição da carga pelos diferentes tipos de navios porta contêineres (MAN B&W, 2008)

2.3.2 Distribuição dos navios encomendados

É importante não só conhecer a atual distribuição dos navios da frota, mas também quais são as tendências para o futuro. Sabe-se que nos próximos anos uma parte da frota, constituída por navios mais antigos, deve ser substituída, o que vai exigir a produção de novos navios só para manter a capacidade de carga da frota. Deve-se, porém, acrescentar mais navios porta contêineres para atender a crescente demanda de transporte marítimo, que talvez com a atual crise econômica global, não se consolide. No final de Maio de 2008, as encomendas eram de 1.437 navios porta contêineres, o que representa uma capacidade de carga de 6,5 milhões de TEU, que corresponde a cerca de 32% da frota de navios existente (4.427) e 58% da frota existente em TEU (11,3 milhões) em Janeiro de 2008. O tamanho médio dos navios porta contêineres existentes é de 2.550 TEU, enquanto o tamanho médio dos navios encomendados é de 4.550 TEU.

A Figura 2.5 mostra a distribuição do número de navios porta contêineres encomendados enquanto a Figura 2.6 mostra a distribuição por números de TEU, no final de maio do 2008. Pode-se observar que as encomendas de navios do tipo Novo Panamax estão na ordem de 11%, mas eles terão uma capacidade de carga de quase 31% da frota. Além disso, a Figura 2.5 mostra que quando são encomendados grandes navios porta contêineres, como o Novo Panamax, são encomendados ainda mais navios porta contêineres do tipo Alimentador.

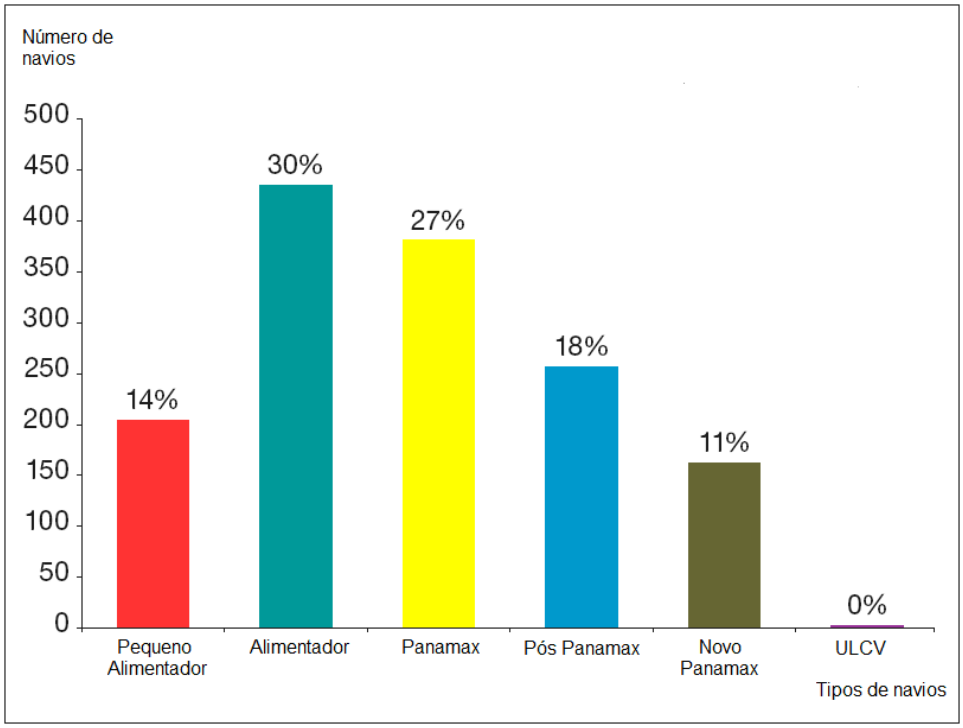


Figura 2.5 – Navios porta contêineres encomendados, Maio de 2008 – 1.437 navios (MAN B&W, 2008)

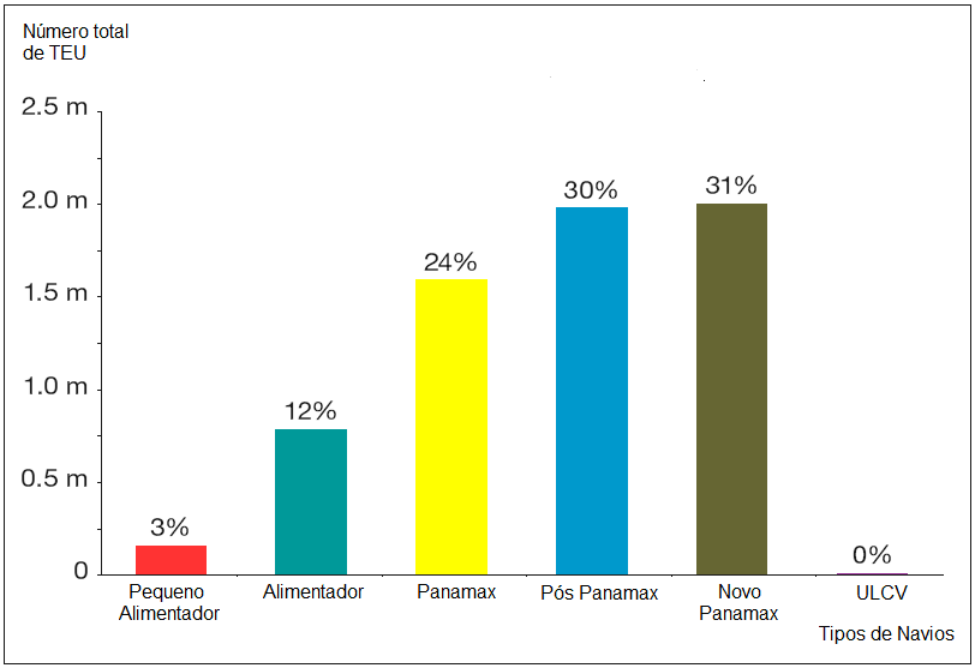


Figura 2.6 – Distribuição da carga em TEU para os diferentes tipos de navios encomendados até Maio de 2008 (MAN B&W, 2008)

2.3.3 Idade e crescimento da frota

A frota de navios porta contêineres se implantou na década de 1960 e vem crescendo nos últimos anos. Acredita-se que ela continue assim a um ritmo igual ou maior que o da economia mundial porque se trata da forma mais rentável de transporte de carga.

A curva vermelha da Figura 2.7 indica a estrutura etária da frota de navios porta contêineres, mostrando o número de navios ainda em funcionamento em comparação com o número de navios entregues no mesmo período (ilustrado pelas colunas com intervalos de cinco anos).

Quando se compara o número de navios entregues com a curva vermelha de idade da frota em serviço, pode-se observar que o tempo de vida de quase todos os navios porta contêineres é igual ou inferior a 25 anos e apenas cerca de 9% ultrapassa esta idade.

Em relação ao crescimento da frota, a Figura 2.7 mostra o número de navios porta contêineres entregue em períodos de cinco anos desde 1960. Como se pode ver, o "boom" dos navios porta contêineres aconteceu entre 1993 e 1997, e na última década foi seguido por outro "boom" ainda maior. Assim, cerca de 33% da frota de navios porta contêineres foi entregue nos últimos cinco anos.

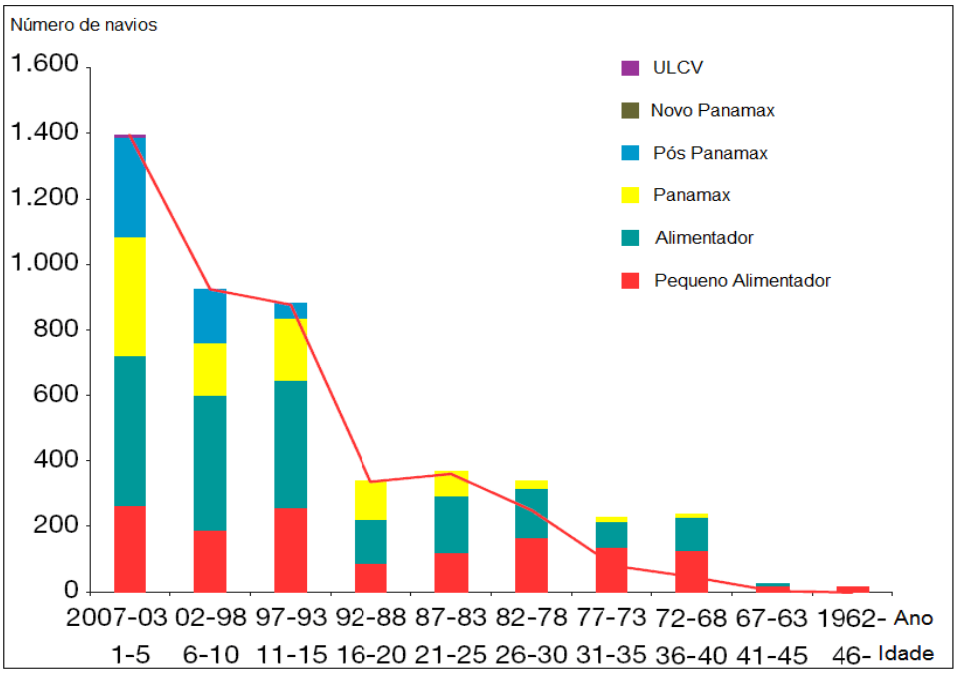


Figura 2.7 – Ano de entrega e idade dos navios (linha vermelha), (MAN B&W, 2008)

2.4. NAVIOS PORTA CONTÊINERES DO FUTURO

Os ganhos com a economia de escala têm ditado uma tendência crescente no porte dos navios porta contêineres, a fim de reduzir os custos de frete. Um limite de tamanho, atualmente, é o navio "ULCV", ou um navio maior capaz de passar pelo canal de Suez.

Existe previsão de que os "ULCV" atinjam mais de 22.000 TEU, com potência instalada superior a 100 MW (134.000 hp), para atingir velocidades superiores a 25 nós. Este é, provavelmente, o limite de porte para os navios porta contêineres, antes de uma importante reestruturação das rotas comerciais estes navios (MAN B&W, 2008).

O aumento do tamanho e da velocidade dos navios tem um importante efeito sobre a demanda de potência para os motores de propulsão. A Figura 2.8 mostra as tendências de variação da velocidade e dwt de carga de projeto dos navios porta contêineres em função da sua capacidade de carga (TEU), com o correspondente efeito sobre a potência do navio.

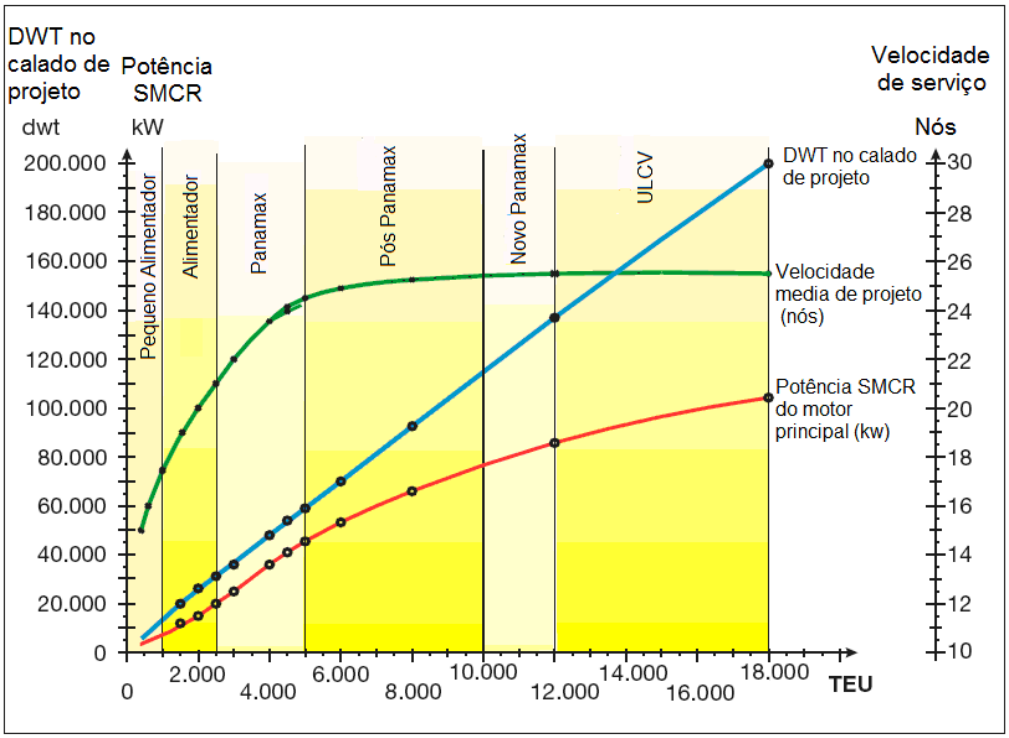


Figura 2.8 – Navios porta contêineres – Características básicas de projeto. (MAN B&W, 2004).

Para atingir estes níveis de capacidade de carga e velocidade estão sendo feitos estudos para obter melhoras na estrutura e nas instalações propulsoras dos navios (Oscar L2000); algumas das propostas desenvolvidas na área estrutural são novos arranjos, que já são utilizados nos ULCVs, são:

- A estrutura tem capacidade para 17 linhas de contêineres sobre convés ao longo do comprimento e pode carregar até 7 contêineres um sobre outro; a capacidade de carga dentro do convés é de 19 linhas de contêineres ao longo do comprimento e pode carregar até 10 contêineres um sobre outro.
- A casaria do convés (deckhouse) encontra-se mais adiante da metade do navio e não da forma tradicional, conforme mostrado na Figura 2.9, localizado junto com a máquina principal que se encontrava quase a um terço da popa do navio; com esta modificação consegue-se uma maior acomodação de contêineres no convés; consegue-se também uma menor tensão atuante pela separação entre a praça de máquinas e a casaria do convés; por último, estes tipos de navios precisam de uma capacidade grande de armazenagem de combustível; os tanques de combustível podem estar situados embaixo da casaria do convés no espaço que é inacessível para carga. Isto permite um melhor arranjo dos tanques de combustível por não se encontrar perto da parte exterior do casco do navio,

diminuindo o risco de um derrame de petróleo em caso de acidentes. Isto é importante já que estes navios podem transportar 13.000 toneladas de combustível.

Figura 2.9 – Novo design para navios porta contêineres com capacidade maior a 10.000 TEU (OSCAR L., 2000)

A Figura 2.10 observa-se a nova proposta de arranjo da instalação propulsora e dos contêineres.

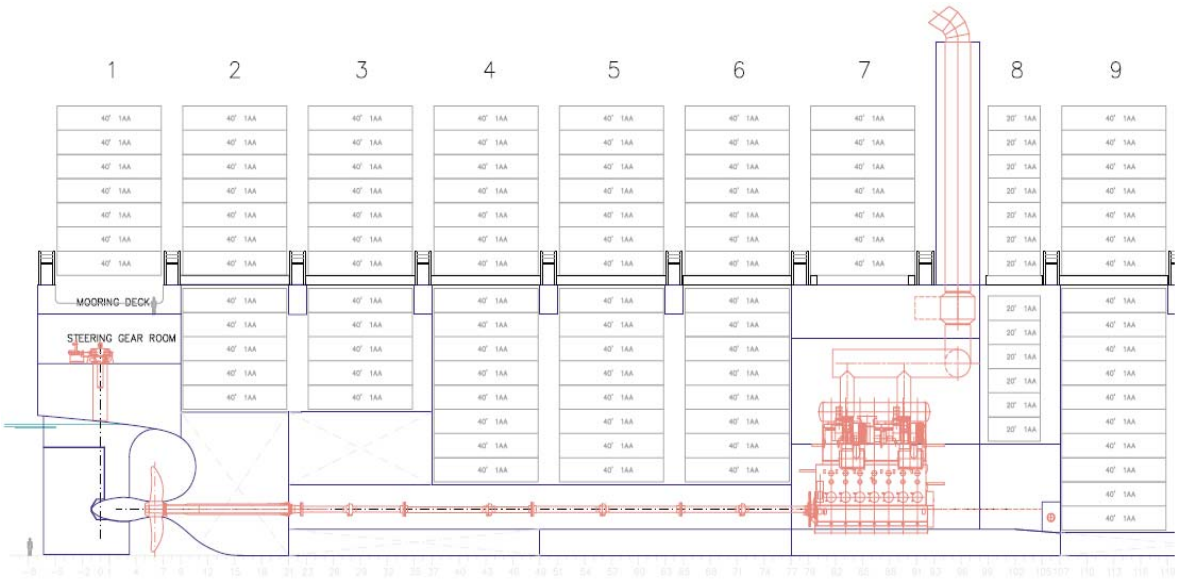


Figura 2.10 – Arranjo da instalação propulsora para navios porta contêineres (OSCAR L., 2000)

Existem outras pesquisas sobre configuração de navios porta contêineres, com o objetivo de aumentar a capacidade de carga e minimizar os requisitos de potência para propulsão. Um destes estudos desenvolveu o conceito de pentamarã, que corresponde a um casco principal delgado, com pouca estabilidade, e é sustentado por 4 spoons (2 de cada lado) para melhorar a estabilidade; com esta configuração

consegue-se diminuir a resistência ao avanço do casco (NIGEL G., 1997). Esta configuração é mostrada na Figura 2.11.

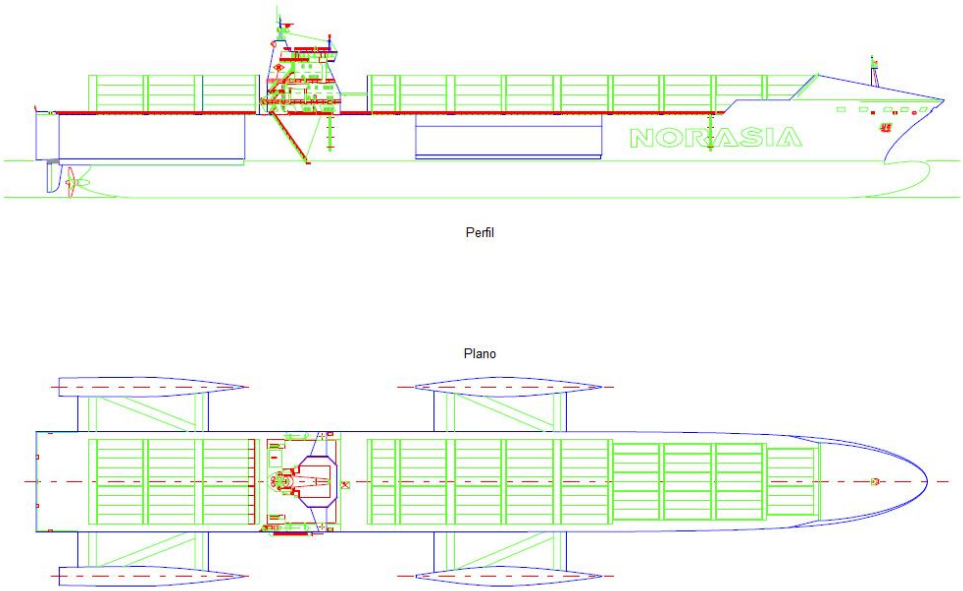


Figura 2.11 – Arranjo geral do navio porta contêineres Pentamarã (NIGEL G., 1997)

2.5. INSTALACOES PROPULSORAS DE NAVIOS PORTA CONTÊINERES

Nas seções precedentes foi examinada a frota de navios porta contêineres considerando os diversos tipos de navios existentes, as dimensões principais bem como seu porte, capacidade de carga e de velocidade para cada categoria. Foram também apresentados dados de potência instalada nestes navios. Na presente seção será abordada a distribuição dos tipos de instalações propulsoras utilizadas nos navios existentes.

Para fazer esta análise será utilizado um banco de dados levantados na referencia (SVENDSEN, 2007) que contem dados de 4.046 navios existentes em novembro do 2007. Uma das informações existentes neste banco é referente ao motor instalado em cada navio, com a identificação de seu fabricante e modelo. Embora alguns dos navios incluídos no banco sejam antigos – inicio da década de 1980 – é possível identificar o ciclo de operação do motor – 2 tempos, de baixa rotação, ou 4 tempos, de media ou alta rotação; existe um número muito pequeno de navios com outros tipos de maquina principal.

Uma análise destes dados está apresentada nas Tabelas 2.4 a 2.6 com a distribuição do tipo de máquina principal por tipo de navio.

Tabela 2.4 – Instalações propulsoras em navios porta contêineres.

Tipo de navio	Tipo de instalação propulsora – Número / (%)		
	Diesel Direta	Diesel Com Redução	Outras
Pequeno Alimentador	311 / 38	504 / 62	-
Alimentador	1.607 / 90,8	150 / 8,5	18 / 0,7
Panamax	100	-	-
Pós Panamax	100	-	-
New Panamax	100	-	-
ULCV	100	-	-

Pode-se perceber que, com exceção dos tipos Pequeno Alimentador e Alimentador, os navios porta contêineres utilizam prioritariamente instalação propulsora Diesel direta. Mesmo para os casos de exceção, a instalação Diesel direta tem participação expressiva, com 38% dos navios Pequenos Alimentadores e 90,8% dos Alimentadores. Uma análise das razões que determinam a escolha dos motores Diesel como máquina principal é apresentada no capítulo 4.

Para complementar a análise dos dados das instalações propulsoras, são incluídas duas outras tabelas, que mostram a distribuição de motor Diesel por fabricante.

Tabela 2.5 – Distribuição de máquina principal em navios de pequeno porte

Tipo de navio	Tipo de instalação propulsora (%)							
	MAN		Wartzila Sulzer		MAK	Mitsubishi	Outros	
	2 T	4 T	2 T	4 T	4 T	2 T	4 T	Turbina
Pequeno Alimentador	26,8	11,7	5,9	4,1	38,6	5,4	7,5	-
Alimentador	56,8	6,6	28,4	-	1,1	5,4	0,7	1

Tabela 2.6 – Distribuição de máquina principal em navios de grande porte

Tipo de navio	Tipo de Instalação propulsora (%)			
	MAN	Wartzila Sulzer	Mitsubishi	Outros
Panamax	57,5	40,9	0,7	0,9
Pós Panamax	33	65	2	-
New Panamax	14,3	85,7	-	-
ULCV	-	100	-	-

Pode-se perceber, examinando a Tabela 2.5, que a MAN B&W ocupa a liderança do mercado dos motores dos navios de menor porte, com motores de baixa e média rotação. No caso dos navios tipo Pequeno Alimentador, pode-se observar que 38,6% destes navios operam com motores MAK de média rotação. No caso dos navios Alimentadores, 56,9% operam com motores MAN B&W de baixa rotação.

Em relação aos navios de maior porte, pode-se observar na Tabela 2.6 que eles utilizam motores de baixa rotação. Os navios do tipo Panamax utilizam preferentemente motores da MAN B&W (57,5%). Já para os navios do tipo Pós Panamax, Novo Panamax e ULCV os motores mais utilizados são os da Wartsila Sulzer (65%, 85,7% e 100% respectivamente).

3. DEMANDA DE POTÊNCIA PARA NAVIOS PORTA CONTÊINERES

Neste capítulo serão apresentados conceitos básicos relacionados com a demanda de potência de um navio, e as implicações sobre os requisitos dos motores de propulsão. É examinado, em particular, como as características de projeto dos modernos navios porta contêineres estabelecem requisitos sobre os motores Diesel de baixa rotação.

3.1. RELAÇÃO ENTRE POTÊNCIA, DESLOCAMENTO E VELOCIDADE

Ao se analisar o problema da seleção da instalação propulsora deve-se levar em consideração que ela está inserida em um contexto bem mais complexo que é o projeto do navio. A potência depende de uma série de características que o navio requer para cumprir seus objetivos.

A potência requerida para a propulsão de um navio depende de uma serie de fatores relacionados ao casco e aos elementos propulsores. As formas hidrodinámicas do casco devem ser convenientes para permitir que se atinja a velocidade requerida, com um consumo mínimo de potência e garantindo uma boa estabilidade. A seleção dos elementos propulsores depende da potência requerida pelo navio para atingir uma determinada velocidade (BRINATI H., 1985).

Atualmente os navios que exigem maior potência da máquina principal são os porta contêineres, essencialmente devido aos altos valores de velocidade deste tipo de embarcação. Uma estimativa preliminar da potência para uma dada classe de navios pode ser obtida em função de 2 parâmetros: deslocamento do navio, Δ, e velocidade de projeto, V:

$$Pot. = k \times \Delta^{2/3} \times V^3 \qquad (3.1)$$

em que o coeficiente k é o chamado coeficiente de almirantado.

A eq.(3.1), embora simplificada, mostra um fato relevante: o aumento de velocidade dos navios, mais do que de seu porte, é que determina o aumento da potência das

instalações propulsoras, o que leva também ao aumento de consumo de combustível. É isto que explica porque, hoje, os navios que exigem motores de potência mais elevada são os porta contêineres, de deslocamento próximo de 100.000 toneladas, mas com velocidades muito altas, e não os super petroleiros de grande deslocamento, porém, de baixa velocidade.

Como ilustração, apresenta-se uma comparação entre as potências requeridas por um navio porta contêineres de cerca de 120.000 toneladas de deslocamento (11.000 TEU) e velocidade de 25 nós e um petroleiro de 300.000 toneladas de deslocamento (250.000 dwt de carga) e velocidade 15 nós.

Para efetuar a comparação, utiliza-se a eq.(3.1), admitindo como aproximação que a constante k possa ser empregada indistintamente para os dois tipos de navio (na realidade, a constante vale para navios semelhantes).

Pode-se escrever, então:

$$\frac{(Pot)_{Pc}}{(Pot)_{Pt}} = \left(\frac{\Delta_{Pc}}{\Delta_{Pt}}\right)^{2/3} \times \left(\frac{V_{Pc}}{V_{Pt}}\right)^{3}$$

onde os sub índices Pc e Pt se referem à porta contêiner e petroleiro, respectivamente.

Utilizando os valores de deslocamento e velocidade para efetuar a comparação de potência, obtém-se:

$$\frac{(Pot)_{Pc}}{(Pot)_{Pt}} = \left(\frac{120.000}{3000.000}\right)^{2/3} \times \left(\frac{25}{15}\right)^{3}$$

$$(Pot)_{Pc} = 2{,}6(Pot)_{Pt}$$

Como se pode observar, a potência requerida pelo navio porta contêineres é cerca de duas e meia vezes maior que a do petroleiro.

Uma análise do impacto relativo do aumento de velocidade sobre a potência requerida por navios porta contêineres pode ser vista na Figura 3.1. Percebe-se que,

com uma redução da velocidade do navio de 25 nós, que é a velocidade de projeto, para 18 nós, a potência requerida cai para 30%.

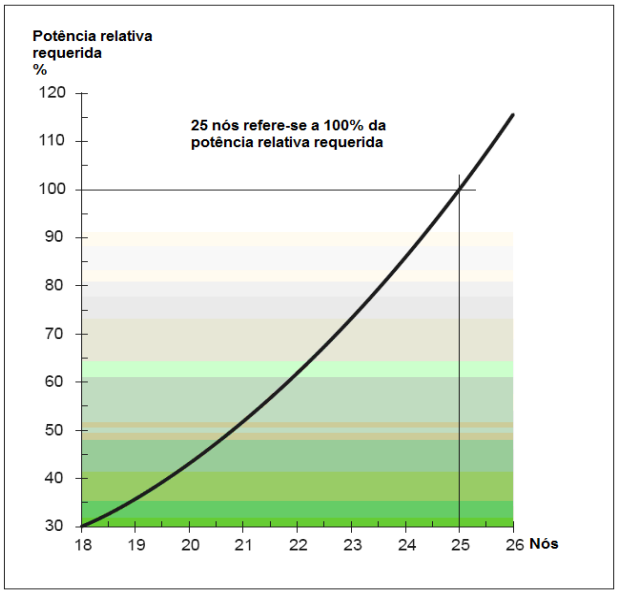


Figura 3.1 – Relação entre velocidade e potência (MAN B&W, [200-]b)

A Figura 3.2 mostra o efeito do acréscimo ou redução de 1 nó, em relação à velocidade média de projeto, sobre a potência requerida por diferentes categorias de navios porta contêineres. Pode-se observar que esta variação na velocidade tem um efeito significativo sobre a demanda de potência. Este efeito fica mais pronunciado em navios de grande porte que operam com velocidades mais altas.

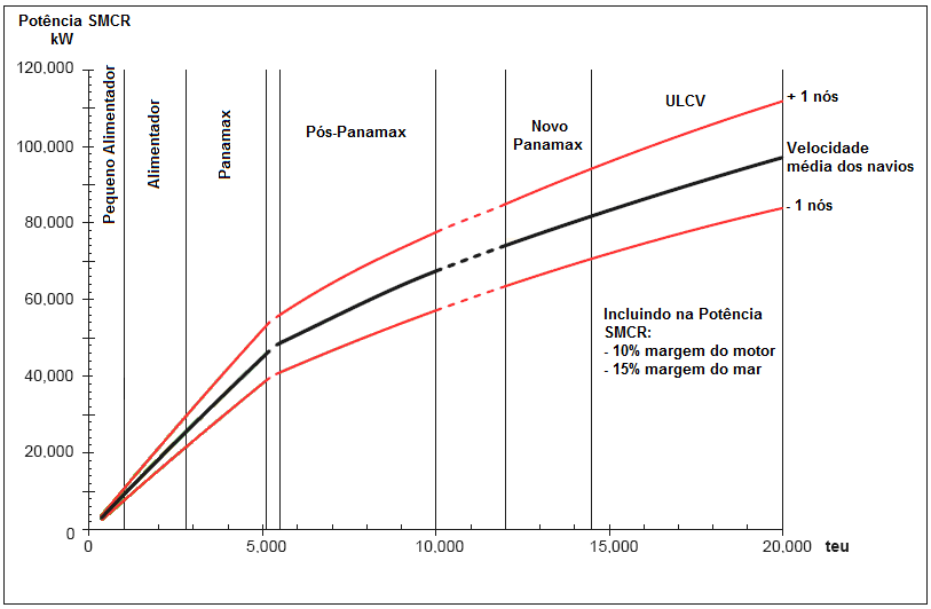


Figura 3.2 – Efeito da variação de velocidade sobre a potência (MAN B&W, 2008)

Na Figura 3.3 pode-se observar a relação entre consumo de combustível e a velocidade para navios de diferentes capacidades de contêineres. Considerando que no último ano (2008) o preço do combustível atingiu valores extremamente elevados, o aumento do consumo, decorrente de um aumento na velocidade, tem um impacto significativo sobre o custo operacional do navio e sobre a taxa de frete requerida.

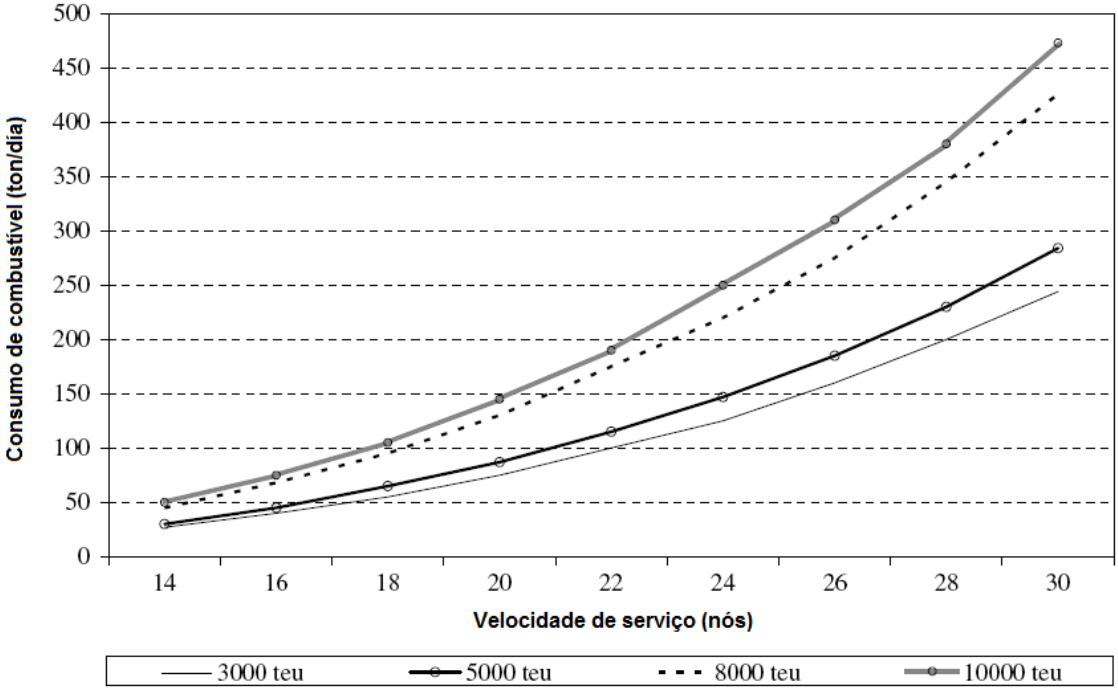


Figura 3.3 – Relação entre velocidade e consumo de combustível, (NOTTEBOOM T.; VERNIMMEN B., 2008)

3.2. REQUISITOS ESPECIAIS DOS MOTORES

Os fabricantes de motores Diesel de propulsão marítima tinham como objetivo, especialmente, a partir da segunda crise do petróleo, ocorrida no final da década de 1970, desenvolver equipamentos de alta eficiência térmica – baixo consumo específico de combustível – para atender a demanda dos projetistas e construtores navais. Era, essencialmente, este parâmetro que estabelecia a concorrência entre os principais fabricantes de motores de propulsão marítima de baixa rotação, uma vez que todos os motores já estavam adaptados ao uso de óleo pesado.

Porém, o que se percebe é que a partir de meados da década de 1980, com a evolução de diferentes tendências no transporte marítimo, os fabricantes de motores

Diesel de baixa rotação passaram a ter duas preocupações. A questão de eficiência térmica ficou ainda mais reforçada pelo aumento expressivo do custo do combustível e de seu impacto no custo operacional do navio. Modificações significativas foram feitas nos projetos dos motores, que permitiram aumentar a pressão média efetiva, a velocidade média do pistão e, como conseqüência, a eficiência térmica. Mas os fabricantes passaram a incorporar outro objetivo nos projetos de seus equipamentos: permitir que os propulsores acionados por seus motores operem com a máxima eficiência.

Assegurar a maior eficiência para o propulsor está essencialmente relacionado com a adequação da rotação do motor à rotação de projeto do hélice de máximo diâmetro.

É interessante examinar como as demandas distintas de diferentes tipos de navios afetam os projetos dos motores Diesel de baixa rotação. Para ilustração, considere-se mais uma vez a comparação entre o petroleiro e porta contêineres mencionados anteriormente.

Um navio petroleiro de 300.000 toneladas de deslocamento pode ter um calado de 18 m e seu hélice pode ter diâmetro de 10 a 11 m. Como o navio opera com baixa velocidade a resistência ao avanço é relativamente pequena. Como conseqüência, um hélice de grande diâmetro para desenvolver o empuxo requerido (igual à resistência aumentada) pode operar a uma rotação relativamente baixa, em torno de 70 rpm.

Por sua vez, um navio porta contêineres de 11.000 TEU deve ter um calado de 14 m e seu hélice um diâmetro de 8,5 a 9 m. Como o navio opera com alta velocidade a resistência ao avanço é muito alta. Como conseqüência, um hélice com este diâmetro, para desenvolver o empuxo requerido, precisa operar a uma rotação mais alta, em torno de 90 a 100 rpm.

Como se pode observar, o motor requerido pelo navio porta contêineres precisa de uma maior rotação que a do petroleiro. Isto implica em diferentes geometrias de motores para conseguir atender às diferentes faixas de rotações requeridas.

Considere-se a potência que pode ser obtida de um motor:

$$Pot = k\,(p.m.e.)\,A \times L \times Z \times N \qquad (3.2)$$

onde:

k é uma constante que depende das unidades empregadas;

$p.m.e.$ é a pressão média efetiva;

A é a aérea do pistão;

L é o curso do pistão (distância de ponto morto superior, PMS, ao ponto morto inferior PMI);

Z é o número de cilindros;

N é a rotação do motor.

Na expressão acima, o produto $L \times N$ é metade da velocidade do pistão e como este fator tem influência direta sobre as tensões (de inércia) que atua sobre os componentes dos motores, ele deve ser mantido constante. Assim, os motores com rotação mais alta têm L menor, ou seja, relação curso – diâmetro mais baixa.

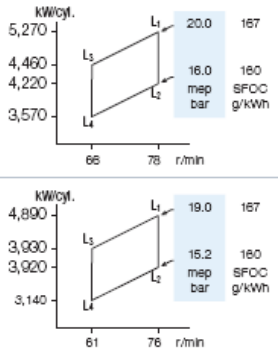
É importante lembrar que para estes motores as tensões mecânicas têm duas componentes: tensões devidas à pressão dos gases e tensões de inércia. As tensões de inércia são proporcionais as acelerações que, por sua vez dependem da velocidade média do pistão.

A conclusão sobre a demanda de projetos de motores diferentes para diferentes tipos de navio pode ser observada nas versões dos motores da MAN B&W, S90 produzida para petroleiros e K90 para porta contêineres, que com mesmo diâmetro de cilindro - 900 mm - têm curso do pistão igual a 3.188 mm e 2.300 a 2.870 mm, respectivamente. Os motores S são chamados de motores de curso super longo, relação L/D de aproximadamente 3,5, enquanto os motores K são designados como de curso curto, L/D variando de 2,5 a 3,0. Uma descrição das características destes motores é apresentada na Figura 3.4, onde se mostra o “Layout Diagram” do motor, L1-L2-L3-L4, que é a região de possíveis potências máximas contínuas de contrato, embora L1 estabeleça a máxima potência contínua do motor. São apresentadas diferentes versões destes tipos de motores, ME – versão com comando eletrônico

de injeção e descarga, e MC – versão tradicional com acionamento mecânico. A Figura 3.4 apresenta também os diferentes arranjos de cilindros possíveis para cada tipo de motor.

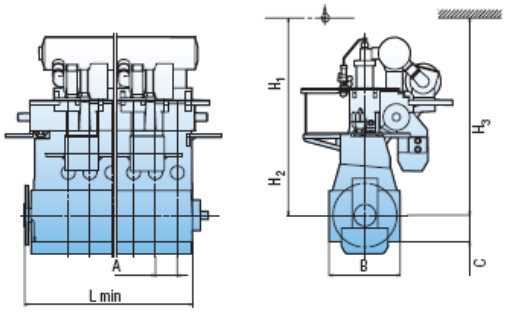
S90 **MAN B&W**

	Cyl.	L_1 kW
ME-C8 MC-C8 Stroke: 3,188 mm	6 7 8 9	31,620 36,890 42,160 47,430
ME-C7 MC-C7 Stroke: 3,188 mm	6 7 8 9	29,340 34,230 39,120 44,010



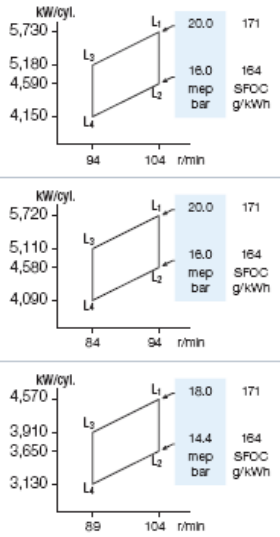
L_{min}:		6 cyl.	7 cyl.	8 cyl.	9 cyl.
Mark 8/7	mm	12,802	14,404	16,006	17,608
Dry mass:					
ME-C8/7	t	1,010	1,136	1,290	1,450
MC-C8/7	t	1,074	1,209	1,372	1,543

Dimensions:		A	B	C	H_1	H_2	H_3
ME-C8/7	mm	1,602	5,000	1,800	14,500	13,650	14,100
MC-C8/7	mm	1,602	5,000	1,800	14,500	13,525	14,275



MAN B&W **K90**

	Cyl.	L_1 kW
ME-C9 Stroke: 2,600 mm	6 7 8 9 10 11 12	34,380 40,110 45,840 51,570 57,300 63,030 68,760
ME9 Stroke: 2,870 mm	6 7 8 9 10 11 12	34,320 40,040 45,760 51,480 57,200 62,920 68,640
ME-C6 MC-C6 Stroke: 2,300 mm	6 7 8 9 10 11 12	27,420 31,990 36,560 41,130 45,700 50,270 54,840



L_{min}:		6 cyl.	7 cyl.	8 cyl.	9 cyl.	10 cyl.	11 cyl.	12 cyl.
Mark 9	mm	11,770	13,250	14,730	17,558	19,146	20,734	22,322
Mark 6	mm	12,502	14,104	15,706	18,458	20,060	21,662	23,264
Dry mass:								
ME-C9	t	905	1,025	1,150	1,340	1,490	1,615	1,740
ME9	t	945	1,070	1,200	1,400	1,560	1,685	1,820
ME-C6	t	927	1,040	1,178	1,330	1,467	1,585	1,716
MC-C6	t	986	1,106	1,253	1,415	1,561	1,686	1,826

Dimensions:		A	B	C	H_1	H_2	H_3
ME-C9	mm	*	4,760	1,700	13,375	12,550	12,325
ME9	mm	*	4,936	1,750	Data is available on request		
ME/MC-C6	mm	1,602	4,286	1,699	12,800	12,600	12,375
** Cyl. distance*		*6-8 cyl.*	*9 cyl.*	*10 cyl.*	*11 cyl.*	*12 cyl.*	
	mm	*1,480*	*1-6:1,480*	*1-5:1,480*	*1-6:1,480*	*1-6:1,480*	
	mm	-	*7-9:1,588*	*6-10:1,588*	*7-11:1,588*	*7-12:1,588*	

Figura 3.4 – Motores S90 e K90 da MAN B&W (IMO TIER I, 2008)

Apresenta-se, em seqüência, a Tabela 3.1 com uma comparação entre as características das duas versões de motores, o S90 para petroleiros e o K90 para porta contêineres.

Tabela 3.1 – Características básicas dos motores MAN B&W S90 e K90

Características	Motor para Petroleiros (S90 ME-C8)	Motor para Porta Contêineres (K90 ME-C9)
Potência por cilindro (kW)	5.270	5.730
Potência (kW)	31.620 – 47.430	34.380 – 68.760
Rotação máxima (RPM)	78	104
Curso (mm)	3.188	2.600
Velocidade média do pistão (m/s)	8,3	9
Número de cilindros	6 – 9	6 – 12
Consumo específico em L1 (g/kWh)	167	171

Como se pode observar na Tabela 3.1, os motores dos superpetroleiros trabalham com rotações menores que as dos motores dos porta contêineres. Isto tem relação com o curso do pistão, que é maior para motores dos petroleiros. Deve-se ressaltar que a versão do motor K90 é mais avançada (C9) que a do S90 (C8) e por isto tem uma maior velocidade média do pistão.

Outra analise que pode ser feita a partir da tabela é que os motores dos navios porta contêineres são fabricados com uma maior opção de quantidade de cilindros (6 a 12) do que para os petroleiros (6 a 9), isto é devido as maiores faixas de potência que o navio porta contêiner requer.

Analisando o consumo específico de combustível, pode-se observar que ele é maior para os motores dos navios porta contêineres. Provavelmente motores com maior razão curso – diâmetro têm menor consumo específico porque têm menores perdas térmicas (menor transferência de calor para o fluido de resfriamento).

É interessante observar que para porta contêineres de menor porte e/ou menor velocidade, que exigem menor potência, pode-se empregar os motores de curso super longo, que têm menor consumo específico; é o caso dos motores S50, S40 e S35 da MAN B&W (MAN B&W, 2007).

A seguir é apresentado outro exemplo das diferenças entre os motores para petroleiros e para porta contêineres, como o que foi mostrado para os motores da MAN B&W. Na Tabela 3.2 pode se observar os diferentes parâmetros dos motores da Wartisila, RT-flex82T e RTA82T, destinado a petroleiros, e RT-flex82C e RTA82C, destinado a porta contêineres.

Tabela 3.2 – Características básicas dos motores Wartisila, RT-flex82T – RTA82T e RT-flex82C – RTA82C

Características	Petroleiros RT-flex82T e RTA82T	Porta Contêineres RT-flex82C e RTA82C
Potência por cilindro (kW)	4.520	4.520
Potência (kW)	27.120 – 40.680	27.120 – 54.240
Rotações máxima (rpm)	80	102
Curso (mm)	3.375	2.646
Velocidade média do pistão (m/s)	9	9
Número de cilindros	6 – 9	6 – 12
Consumo específico em L1 (g/kWh)	167	171

A exemplo do que foi visto com os motores da MAN B&W, pode-se observar na Tabela 3.2 que os motores RTA-T, que têm maior razão curso-diâmetro, têm rotações mais baixas, e consumo específico de combustível menor que os RTA-C.

É interessante ressaltar que as comparações feitas com os motores das duas empresas líderes na fabricação de motores marítimos foram feitas com motores que obedecem as normas IMO TIER I. Para atender os padrões mais rígidos de emissão das normas IMO TIER II, os motores terão consumo específico de combustível mais alto – cerca de 3%.

4. PROJETO E ANÁLISE DE DESEMPENHO DAS INSTALAÇÕES PROPULSORAS

O objetivo deste capítulo é a definição das diretrizes para o projeto e analise das instalações propulsoras para navios porta contêineres. Antes disto, porém será abordada a questão sobre seleção do tipo de instalação propulsora. No capítulo 2 foi feito um levantamento de instalações propulsoras utilizadas em navios porta contêineres, constatando que havia uma predominância de instalações propulsoras Diesel direta, com exceção do segmento de pequenos alimentadores, em que a maioria dos navios tem instalação Diesel com redução. Serão apresentados os tipos de instalações propulsoras disponíveis e os critérios de seleção da instalação para um dado navio. Serão também apresentadas sugestões de instalações para emprego em novas gerações de navios. Só, então, será descrito o procedimento de projeto da instalação, que inclui o cálculo da resistência e dos parâmetros propulsivos, bem como o projeto do hélice e seleção da máquina principal. Finalmente, será descrito um procedimento para analise do desempenho da instalação propulsora, que tem como finalidade auxiliar o armador na análise do desempenho do navio para diferentes condições de operação da instalação propulsora.

4.1. SELEÇÃO DO TIPO DE INSTALAÇÃO PROPULSORA

A instalação propulsora de um navio é constituída por um conjunto adequadamente integrado de máquina principal, sistema de transmissão e elemento propulsor. Existem diferentes tipos de máquina principal - motores Diesel de baixa, média e alta rotação, turbinas a vapor, turbinas a gás, motores elétricos - de sistemas de transmissão - com caixa redutora ou de acoplamento direto - e de elementos propulsores (hélices de passo fixo e hélices de passo controlável, hélices contra rotativos e hélices podded azimutais). Pode-se também mencionar instalações combinadas, que usam 2 tipos de máquina principal (BRINATI, H.; 1979).

A seleção de um particular tipo de instalação envolve a avaliação de um conjunto de variáveis que influenciam o desempenho técnico e econômico da instalação, bem como do navio. Essas variáveis podem ser: custos, pesos/dimensões, ruído e

vibrações, consumo, confiabilidade, controle de velocidades, manutenção, flexibilidade energética e tripulação.

Em engenharia, freqüentemente, é necessário tomar decisões na condução de projetos, seja porque existe conflito entre os requisitos que devem ser atendidos, seja porque existem diversas alternativas que satisfazem com alguma aproximação o conjunto de requisitos fixados. Nestas condições e necessário de um procedimento na tomada de decisões. Não é simples definir a melhor alternativa quando uma escolha precisa ser feita levando em consideração diversos fatores. Em gera,l não existe uma alternativa que seja melhor de acordo com todos os aspectos. A escolha pode requerer o emprego de uma matriz de decisão, já que se trata de um processo de otimização com múltiplos atributos (CAMILO, R.; 2001).

Como visto no capítulo 2, os navios porta contêineres, como os demais tipos de navios da atualidade, utilizam predominantemente instalação propulsora Diesel. Em geral, são instalações de um único eixo acionado por motor Diesel de baixa rotação. Existe também a opção para navios de menor porte, como é o caso dos Pequenos Alimentadores, da utilização de motor Diesel de média rotação acoplado, através de uma caixa redutora, ao hélice.

Uma explicação mais detalhada sobre esta escolha pode ser obtida examinando alguns dos critérios propostos para comparação entre instalações propulsoras de navio. Um critério de emprego mais simples é o do custo operacional anual da instalação propulsora.

Este critério engloba todos os componentes de custo operacional do navio referentes à instalação propulsora, não contemplando outras despesas. São considerados, assim, os seguintes itens:

- Custo de aquisição da instalação
- Gastos com óleo combustível.
- Custos de reparo e manutenção.
- Gastos com óleo lubrificante

– Custos de seguro.

Certamente o fator que individualmente tem maior importância é o custo de combustível. O seu porcentual dentro do custo total depende do preço do petróleo que tem exibido uma variação muito grande nos últimos anos.

O custo anual de combustível pode ser expresso por:

$$C.A.C. = NHO \times Pot.Mot. \times c.e.c. \times P.C. \qquad (4.1)$$

onde:

C.A.C. é o custo anual do combustível;

NHO é o número de horas operacionais da instalação propulsora por ano;

Pot. Mot. é a potência média desenvolvida pelo motor;

c.e.c. é o consumo específico de combustível;

P.C. é o preço do combustível por unidade de massa.

Como o motor Diesel é a máquina principal de menor consumo específico de combustível, isto é, de maior eficiência térmica, e utiliza o combustível de menor preço (óleo pesado) ela é a alternativa que resulta do menor gasto anual com combustível. Esta foi a razão pela qual, a partir do final da década de 1970, a grande maioria dos navios passou a ter instalação propulsora Diesel. De um lado os fabricantes de motores aperfeiçoaram o seu produto, aumentando a eficiência térmica e ganhando maior vantagem em relação a outros tipos de máquina principal. De outro lado, com o aumento do preço do petróleo o custo de combustível passou a pesar mais no custo operacional total, favorecendo as instalações que apresentavam menor consumo específico.

As considerações acima explicam a preferência por instalações Diesel. Resta agora examinar os fatores que favorecem o uso de instalações com motores de baixa rotação em relação àquelas com motores de média e alta rotação. Para esta comparação alguns fatores relevantes são: consumo específico de combustível, uso

de óleo pesado, eficiência do propulsor e eficiência de transmissão, espaço ocupado pela instalação.

Quanto ao primeiro item, sabe-se que motores Diesel de maior porte têm maior eficiência térmica, porque as perdas térmicas são menores para motores de maior porte (BRINATI, H., 1979). Para aferição desta afirmação, foram levantadas as características dos motores de baixa e média rotação empregados em navios porta contêineres. A Tabela 4.1 apresenta estes resultados, podendo-se observa que os motores de baixa rotação têm um menor consumo de combustível do que os motores de média rotação.

Tabela 4.1 – Características dos motores dos navios porta contêineres

Tipo de navio	Rotações do motor	Fabricante	Modelo do motor	Rotação (rpm)	Consumo (g/kWh)	Potência (kW)
Pequeno Alimentador	Baixa Rotação	MIT	6UE52LS	95 - 127	172	11.200
		MAN B&W	6S46MC-C	110 - 129	174	8.220
		WARTSILA	5RTA-48T	102 - 127	171,5	10.310
	Méia Rotação	MAN B&W	8L48/60B	500 - 514	180	11.500
		WARTSILA	8L46D	500 - 514	177	9.600
		MAK	8M43	500 - 514	178	8.000
Alimentador	Baixa Rotação	MAN B&W	6S50MC	99 - 117	169	13.760
		WARTSILA	7RT-flex60C	91 - 114	170	17.000
	Méia Rotação	MAN B&W	7L58/64	400 - 428	174	13.700
		MAK	9M43	500 - 514	178	13.700

Uma outra está relacionada ao uso de óleo pesado que, embora exija um tratamento mais complexo e, portanto, implica em maiores custos de aquisição e de manutenção, traz uma vantagem significativa em termos de preço. Há muito tempo os motores de baixa rotação queimam óleo pesado enquanto que os motores de média rotação, para poder competir no mercado de transporte marítimo, só mais tarde passaram a utilizar óleo pesado. Já os motores de alta rotação, em geral,

empregam óleo Diesel ou um óleo intermediário de maior preço. Eventualmente estes motores podem queimar óleo pesado, porém com penalidade sobre o período de manutenção e substituição de componentes.

Um argumento favorável para instalações Diesel com redução era que a possibilidade da escolha de um redutor adequado permitia que pudesse ser utilizado o hélice de maior eficiência – maior diâmetro. Como no passado o emprego de motores de baixa rotação nem sempre garantia esta possibilidade, tornava-se necessário empregar um hélice de menor diâmetro e de menor eficiência. Hoje, porém, com a flexibilidade que os fabricantes de motores de baixa rotação oferecem em termos de rotação possível de projeto para seus motores, esta vantagem para a instalação Diesel com redução praticamente desapareceu. Isto não significa que, caso a caso, ela deva ser investigada.

Em relação à eficiência de transmissão, as instalações propulsoras diretas têm vantagem em relação às instalações com redutor; isto porque as perdas acontecem apenas nos mancais enquanto que no caso do emprego de redutor há perdas também no engrenamento. Valores típicos são de 0,99 a 0,98 para instalações diretas e 0,97 a 0,96 para instalações com redução.

Navios porta contêineres são considerados como navios com restrição de volume e, portanto, o peso da instalação não exerce nenhuma influencia. O espaço ocupado pela instalação pode ser um fator relevante em navios de menor porte, que tem efeito direto sobre a quantidade de contêineres que pode ser acomodada nos conveses. É por esse motivo que os projetistas procuram o melhor arranjo possível da instalação propulsora, para poder assim carregar a maior quantidade de contêineres.

4.2. TIPOS DE INSTALAÇÕES PROPULSORAS

4.2.1 Instalações Propulsoras Atuais

Para satisfazer a demanda de potência requerida pelos navios em função de seu porte e velocidade, a solução tradicional é o emprego dos motores Diesel de dois tempos de baixa rotação. Os principais fabricantes deste tipo de motor apresentam diversas alternativas, em termos de modelo, tamanho e número de cilindros, para atender a extensa gama de potência requerida.

Por exemplo, o artigo “Propulsion Trends in Container Vessels” (MAN B&W,2004), apresenta as alternativas de motores para os diferentes tipos de navios porta contêineres. Para cada categoria de navio são propostas diferentes opções de motor quando se altera a capacidade e/ou a velocidade da embarcação. Determina-se, para cada caso, a estimativa da potência máxima contínua de contrato (SMCR – specified maximum continuous rating). São reproduzidas nas Figuras 4.1 e 4.2 as estimativas de potência, em função da velocidade do navio, para a categoria inferior de navios porta contêineres, Pequeno Alimentador e Alimentador, e para a categoria superior, Pós Panamax, Novo Panamax e ULCV, respectivamente.

Na Figura 4.1 não são incluídos modelos de motores de média rotação, mas a própria MAN B&W fornece esses motores para navios tipo Pequeno Alimentador e Alimentador, embora a Wartsila e a MAK apareçam como os principais responsáveis pelo fornecimento destes motores, como foi mostrado no capítulo 2.

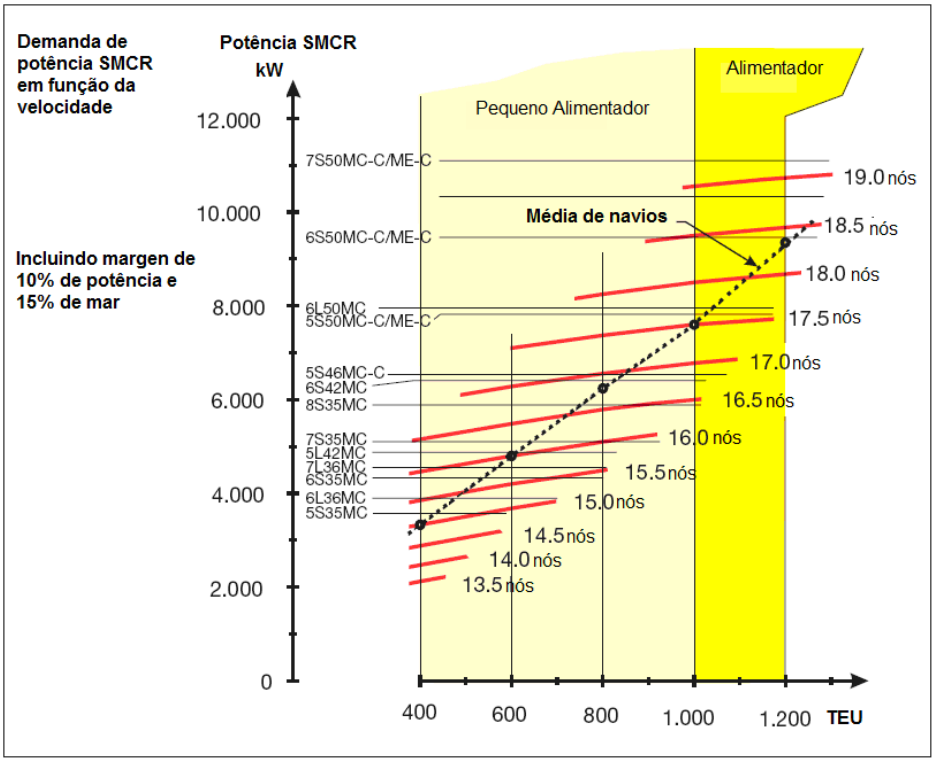


Figura 4.1 – Potência requerida em função à velocidade para navios entre 400 e 1.200 TEU (MAN B&W, 2004)

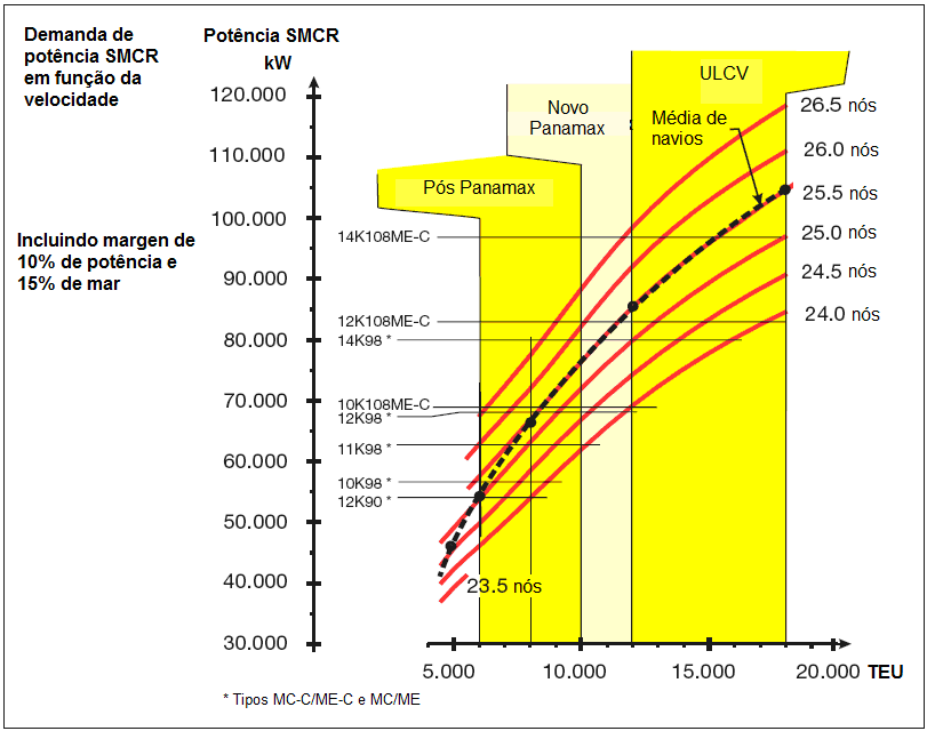


Figura 4.2 – Potência requerida em função à velocidade para navios entre 5.000 e 20.000 TEU (MAN B&W, 2004)

Como já mencionado, a configuração de instalação propulsora mais utilizada em navios porta contêineres é a mono-hélice. Esta configuração é utilizada, em sua maioria, em navios de até 6.000 TEU. A partir deste porte de navio a configuração pode variar, mas, por exemplo, os navios da classe “E” da Maersk (com capacidade de até 15.500 TEU) são navios que utilizam a configuração single-skeg. Em geral estas instalações usam hélice de passo fixo.

Há atualmente uma grande preocupação em melhorar o aproveitamento energético na propulsão e nos demais serviços de um navio. A Figura 4.3 apresenta o esquema da instalação propulsora de um moderno porta contêineres, em que é acoplado ao eixo propulsor um equipamento que pode atuar alternativamente como gerador ou motor, retirando ou adicionando potência do eixo propulsor.

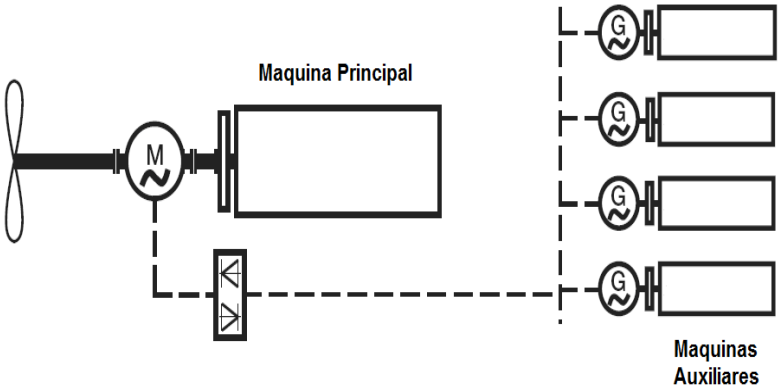


Figura 4.3 – Arranjo geral de uma instalação propulsora mono hélice (SCHMID, H.; 2000)

4.2.2 Outras alternativas

Atualmente não existem alternativas que ofereçam níveis de eficiência e de segurança iguais aos da combinação motor Diesel e hélice. A energia nuclear nos navios gera preocupações ecológicas e de segurança, enquanto a opção com túneis de propulsão eletromagnética, que permitirá a eliminação da hélice, permanece apenas como uma possibilidade remota. Energia eólica e de painéis solares ainda não são uma opção realista, mas estão sendo testadas (ROGLIANO, B.; 2008).

Existem estudos (MAN B&W, 2004) para avaliar as configurações das instalações propulsoras para os futuros ULCVs. Com o aumento do porte do navio e de sua velocidade, já se sabe que, apesar da possibilidade do desenvolvimento de motores

mais potentes, não será possível utilizar uma instalação mono hélice. Isto se deve aos problemas relacionados à construção de um hélice de elevadas dimensões e peso.

Outras possibilidades de instalações propulsoras são as seguintes configurações: twin-skeg, hélices contra-rotativos e hélices podded azimutais contra-rotativos. Uma descrição destas alternativas é apresentada a seguir.

a. Instalação propulsora twin-skeg

Esta configuração é composta basicamente de dois motores Diesel de baixa rotação, cada um acionando um hélice de passo fixo, como mostrado na Figura 4.4.

Fazendo uma comparação entre as configurações mono hélice convencional e twin-skeg, verifica-se que esta última tem um requisito de potência para propulsão de cerca de 3% inferior (SCHMID, H.; 2000). Outra vantagem desta configuração é que, ao se dispor de dois eixos propulsores, consegue-se uma maior redundância e, portanto, maior confiabilidade; há em contrapartida um aumento do custo inicial do navio.

Naturalmente, navios com configuração twin-skeg têm uma maior superfície molhada em comparação à configuração single-skeg. O aumento estimado da superfície molhada é de cerca de 5%, que leva a uma resistência de atrito mais alta. Essa maior resistência é parcialmente compensada pela localização mais avante do centro de carena, resultando em uma pequena redução da resistência de ondas. Estima-se que o aumento da resistência total para o arranjo twin-skeg seja da ordem de 3% (SCHMID, H.; 2000). Estima-se, por outra parte, que a eficiência do casco do navio twin-skeg seja cerca de 5% inferior a do navio single-skeg. Isto ocorre porque para este tipo de arranjo o coeficiente de esteira, w, é menor (a linha de centro dos eixos dos hélices está mais afastada do casco). A eficiência do propulsor em água aberta é melhor na configuração twin-skeg, devido ao menor carregamento do hélice, já que a força propulsora é dividida entre os dois hélices. A Tabela 4.2 apresenta um resumo da comparação entre os dois tipos de instalação, indicando que a configuração single-skeg é mais eficiente.

Tabela 4.2 – Comparação entre as instalações propulsoras twin-skeg e single-skeg. (SCHMID, H., 2000)

Característica	% de alteração nos fatores com o uso de instalações propulsoras twin-screw
Resistência do navio	-3
Eficiência do casco	-5
Eficiência do propulsor	+11
Eficiência total	+3

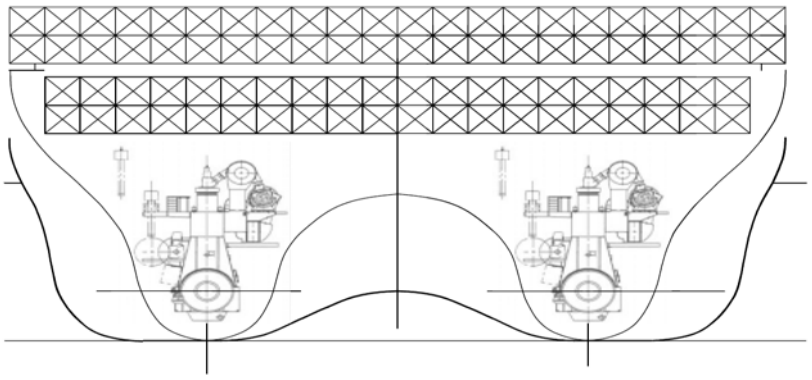


Figura 4.4 – Arranjo geral da instalação propulsora bi hélice (SCHMID, H.; 2000)

b. Instalação propulsora com hélices contra-rotativos (CRP Mecânico)

De acordo com Schimid, H. (2000), as instalações propulsoras com hélices contra-rotativos proporcionam um menor consumo de potência, que pode ser da ordem de até 10% (SCHMID, H.; 2000). Isto ocorre, em parte, porque navios com eixo propulsor na linha de centro têm uma menor resistência, e principalmente porque o hélice que está à ré produz um empuxo maior aproveitando a energia do escoamento gerado pelo hélice de vante. A velocidade tangencial induzida pelo hélice de vante resulta em um aumento da velocidade relativa entre o fluido e o perfil da pá do hélice de ré e também no ângulo de ataque. Com isto há um aumento da força de sustentação e, em conseqüência, aumento do empuxo e da eficiência deste hélice.

Nos últimos anos foram construídas instalações propulsoras com hélices contra-rotativos utilizando engrenagens epicicloidais para dividir a potência de uma máquina entre dois propulsores. Porém, ainda não foram construídas instalações deste tipo para atender os requisitos de potência dos ULCVs. A Figura 4.5 mostra o esquema de uma instalação propulsora deste tipo.

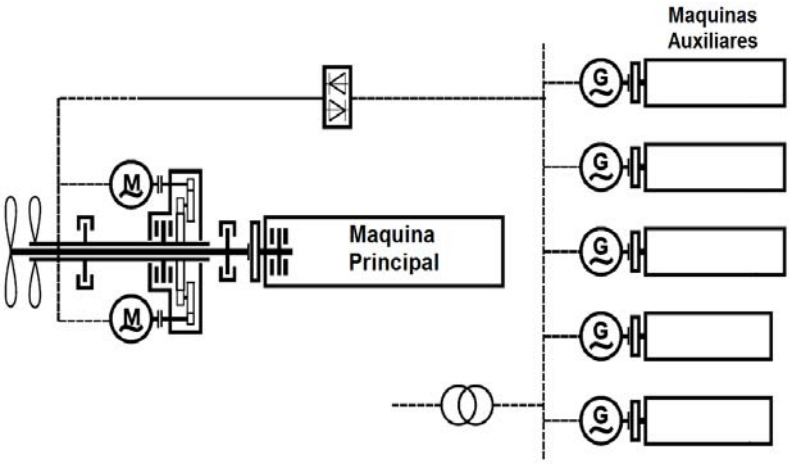


Figura 4.5 – Arranjo geral da instalação propulsora com hélices contra-rotativos (SCHMID, H., 2000)

c. Instalação propulsora com hélices podded azimutais contra-rotativos

Este sistema emprega uma unidade azipod (acionamento através de motor elétrico) a ré do hélice principal, não existindo conexão física entre eles; o hélice do pod gira em contra rotação ao hélice principal.

Esta instalação propulsora é composta por um motor principal Diesel de baixa rotação que aciona o hélice de vante (hélice principal), enquanto o azipod é acionado por um motor elétrico que recebe energia de um conjunto Diesel-gerador. A Figura 4.6 mostra o arranjo desre tipo de instalação. A divisão de carga entre o hélice principal e o azipod pode ser flexível, o propulsor principal com 60% a 70% da carga e o azipod com 30% a 40% da carga.

O ângulo de giro do azipod é de 100 graus (existem outras opções de 360 graus), por este motivo é que nesta configuração não é preciso o uso de leme. Outro beneficio do azipod é a melhora nas manobras em porto, reduzindo a dependência dos rebocadores (ABB, [200-]).

Este sistema tem uma alta eficiência na propulsão gerando economia no consumo de combustível.

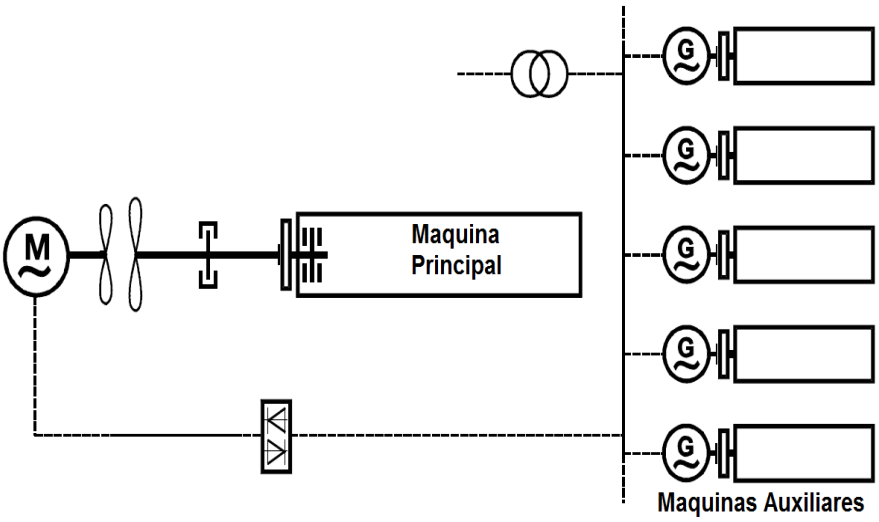


Figura 4.6 – Arranjo geral da instalação propulsora com hélices podded azimutais contra-rotativos (SCHMID, H.; 2000)

4.3. PROCEDIMIENTO DE PROJETO PARA INSTALAÇÕES PROPULSORAS

O objetivo da presente seção é formular um modelo para o projeto da instalação propulsora de um navio, considerando o emprego de ferramentas clássicas de projeto, para aplicação em estaleiro de pouca experiência no projeto de navios mercantes.

O projeto da instalação propulsora de um navio depende de uma adequada integração entre as características do casco, do hélice e da máquina principal. Isto está relacionado com o atendimento, para condições de regime permanente, de 2 equações do movimento. A primeira está relacionada com o movimento de avanço do navio: que exige a igualdade entre força de propulsão e resistência do casco e a segunda, relacionada com o movimento do eixo propulsor, que exige a igualdade entre a potência resistente do propulsor e a potência do motor. A primeira equação é dada por:

$$M\frac{dv}{dt} = T - \overline{R}_T \qquad (4.2)$$

onde:

M é a massa virtual do navio, incluindo a massa hidrodinámica;

V é a velocidade do navio;

T é o empuxo fornecido pelo hélice;

$\overline{R}_T$ é a resistência aumentada do casco, devida à operação do hélice na popa do navio;

$\frac{d}{dt}$ é o operador diferencial em relação ao tempo.

Para condições de regime permanente – velocidade constante do navio – resulta:

$$T = \overline{R}_T \qquad (4.3)$$

Sabe-se por outro lado que:

$$\overline{R}_T = \frac{R_T}{(1-t)} \qquad (4.4)$$

onde :

R_T é a resistência ao avanço do casco sem a presença do hélice;

$(\frac{1}{1-t})$ é o fator de aumento da resistência.

Pode-se escrever então:

$$T = R_T/(1-t) \qquad (4.5)$$

que é a expressão “clássica” da engenharia naval, que conceituou t como fator de redução da força propulsora.

A segunda equação está relacionada com o movimento do eixo propulsor:

$$J\frac{d\Omega}{dt} = Q_m \times e_t - Q_p \qquad (4.6)$$

onde:

Ω é a velocidade angular do eixo $(\Omega = 2\pi N)$;

J é o momento de inércia do conjunto motor-eixo-hélice, incluindo efeito de inércia hidrodinâmica;

Q_m é o torque do motor;

e_t é a eficiência de transmissão ;

Q_p é o torque do propulsor.

Para condições de regime permanente – rotação constante do navio – resulta:

$$Q_p = Q_m \times e_t \qquad (4.7)$$

Serão apresentadas, em seguida, as características relacionadas com os 3 elementos (casco – hélice – motor) e com a sua integração. Podem ser utilizados diferentes procedimentos para o levantamento das características destes elementos ao longo do projeto de um navio. No início empregam-se métodos aproximados e, no final, métodos mais precisos.

Embora a seção seja desenvolvida para o caso de motores Diesel de baixa rotação, que são os mais utilizados pelos navios porta contêineres, o procedimento pode ser generalizado para outros tipos de máquina principal.

4.3.1 Cálculo da resistência

Quando o navio se desloca no mar, ele está sujeito a uma força que se contrapõe ao movimento. Essa força é denominada resistência e é função da velocidade, da superfície molhada, das características físicas do fluido e da geometria da embarcação.

Segundo Harvald,1983 a resistência é representada por:

$$R_T = C_T \frac{1}{2} \rho S V^2 \qquad (4.8)$$

onde:

C_T é o coeficiente de resistência total;

ρ é a densidade do fluido;

S é a superfície molhada do casco;

V é a velocidade do navio.

O coeficiente C_T representa a participação de diferentes componentes da resistência ao avanço e que, a despeito de existirem diversas formas de modelagem, pode ser representada, segundo Lewis,1998, pela seguinte formulação:

$$C_T = C_f + C_r \qquad (4.9)$$

onde:

C_f é o coeficiente friccional;

C_r é o coeficiente residual.

A resistência total pode então ser expressa por:

$$R_T = R_f + R_r \qquad (4.10)$$

Em que R_f é a resistência friccional, ou de atrito, que está ligada ao número de Reynolds e R_r é a resistência residual, que está relacionada ao número de Froude.

Para o cálculo da resistência existem diversos procedimentos; a seguir são descritos alguns dos métodos utilizados.

a. Método de Holtrop.

Holtrop, J.; (1978) realizou uma analise de regressão estatística a partir dos modelos e resultados do NSMB (“Netherlands Ship Model Basin”). O objetivo deste estudo foi

desenvolver uma formulação teórica simplificada para o cálculo da resistência dos navios (e também dos parâmetros propulsivos) e os efeitos de escala entre os modelos e protótipo.

A avaliação foi realizada a partir dos resultados de 1.707 medições de resistência, 1.287 medições de propulsão conduzidas por 147 modelos de navios e dos resultados de 82 medições feitas a bordo de 46 navios novos. Este material havia sido utilizado em estudos prévios, enquanto muitas das medições em escala real foram destinadas para o estudo de correlação modelo - navio realizado pela ITCC ("International Towing Tank Conference").

Em 1982 foi reapresentado o método, porque sua precisão foi anteriormente considerada insuficiente. A adaptação deste método resultou numa formulação com uma maior faixa de aplicação, e sua extensão serviu para a melhora da predição da potência de navios de altos coeficientes de blocos com razões baixas de L/B, e de navios afilados com um complexo arranjo de apêndices e popa "transom" submersa.

Para que este método possa ser utilizado o navio deve encontrar-se dentro das faixas de parâmetros apresentadas na Tabela 4.3.

Tabela 4.3 – Faixas de operação para o método de Holtrop

Parâmetro	Limitações	
	Máxima	**Mínima**
Cp	0,55	0,85
L/B	3,9	14,9
B/T	2,1	4,0
Fn	0,05	1,0

b. Series Sistemáticas: Série de Taylor

Entre as primeiras e mais completas séries de teste de modelos realizados com o objetivo de investigar proporções e formas dos navios está a de Taylor. As formas utilizadas são baseadas nas formas das linhas da British Cruiser, de cerca do ano de

1900. Todos os modelos foram obtidos pela variação geométrica de um conjunto de linhas.

A série foi construída a partir de um total de 158 modelos, que foram testados durante os anos 1907, 1908, 1913 e 1918. Alguns dos resultados foram publicados por Taylor, D.; (1910).

A formulação de Taylor foi posteriormente re-analisada, e os novos contornos baseados nos coeficientes de resistência friccional de Schoenherr foram publicados por Gertler, M.; (1954).

Gertler mostra gráficos do coeficiente de resistência residual C_R baseado no número de Froude, $V/\sqrt{gL_{WL}}$. Os gráficos mostram contornos de C_r vs F_n para vários valores de ∇/L_{WL}^3, sendo que cada gráfico tem um valor determinado para o coeficiente prismático longitudinal e para a relação boca-calado (B/T).

Para que este método possa ser utilizado o navio deve encontrar-se dentro das faixas de parâmetros apresentadas na Tabela 4.4.

Tabela 4.4 – Faixas de operação da série de Taylor

Parâmetro	Limitações
Cp	0,48 a 0,86
B/T	2,25 – 3,00 – 3,75
$\nabla/(L_{WL})^3$	0,7 a 8,75 $\times 10^{-3}$
Fn	0,149 – 0,588

O uso dos resultados das séries parte da premissa que o coeficiente de resistência do navio é igual ao do modelo (igualdade de Froude no ensaio). Assim, a partir destes gráficos é obtido o valor de C_r, que permite, então, o cálculo da resistência residual do navio:

$$R_R = C_r \frac{\rho}{2} S V^2 \qquad (4.11)$$

Para o cálculo do coeficiente friccional do navio, C_f, emprega-se a formulação de Schoenherr:

$$\frac{0.242}{\sqrt{C_f}} = \log_{10}\left(R_n \times C_f\right) \qquad (4.12)$$

onde:

R_n é o número de Reynolds.

Uma vez obtido este coeficiente é inserido na seguinte formulação para o cálculo da resistência friccional:

$$R_F = C_f \frac{\rho}{2} S V^2 \qquad (4.13)$$

c. Ensaios com modelos

Para determinação da resistência ao avanço de um navio, quando o projeto está em seu último estágio, realizam-se ensaios com modelos em tanque de provas.

Ao realizar experimentos de reboque para determinar a resistência do modelo de navio, o modelo tem graus de liberdade para os movimentos de avanço, arfagem, caturro e balanço. O modelo do casco do navio é feito em uma escala adequada para o reboque no tanque de provas.

As forças de reboque são medidas pelo dinamômetro durante um conjunto de ensaios, para uma dada faixa de velocidades, que abrange as velocidades de interesse para o modelo do navio.

Conhecida a resistência total do modelo, calcula-se primeiro a parcela de resistência friccional, R_f, a partir do coeficiente friccional do modelo, C_f, determinado por uma das seguintes formulações:

$$C_f = \frac{0.075}{(\log_{10} Rn - 2)^2} \qquad \text{ITTC-1957} \qquad (4.14)$$

$$\frac{0.242}{\sqrt{C_f}} = \log_{10}\left(R_n \times C_f\right) \qquad \text{Schoenherr} \qquad (4.15)$$

Uma vez obtida à resistência friccional e conhecido o valor da resistência total, calcula-se a resistência residual:

$$R_r = R_T - R_f \qquad (4.16)$$

Assim, com o valor da R_r, calcula-se o coeficiente residual do modelo.

$$C_r = \frac{R_r}{\frac{1}{2}\rho S V^2} \qquad (4.17)$$

Como o ensaio é realizado de modo que o modelo apresente o mesmo Froude do navio, o coeficiente residual do navio é igual ao do modelo: $(C_r)_n = (C_r)_m$.

Com o valor do coeficiente friccional do navio $(C_f)_n$, calculado mediante as formulações antes mencionadas, obtém-se a resistência friccional do navio $(R_f)_n$.

Desta forma é obtida a resistência total do navio:

$$(R_T)_n = (R_r)_n + (R_f)_n \qquad (4.18)$$

Realizando o ensaio para diversos valores de velocidade, na faixa de interesse, pode-se determinar a curva de resistência do navio.

4.3.2 Cálculos de parâmetros propulsivos.

Para o cálculo da potência requerida do motor é necessário conhecer os valores do coeficiente de esteira, do coeficiente de aumento de resistência (equivocadamente nomeado como coeficiente de redução da força propulsora) e da eficiência relativa rotativa, que constituem os chamados parâmetros propulsivos (“propulsive coefficients”).

Para a determinação destes parâmetros podem ser empregados diversos métodos, como descrito abaixo.

a. Método Holtrop.

Para o cálculo dos parâmetros propulsivos Holtrop, J.; (1984) efetuou uma analise de regressão estatística a partir dos modelos e resultados do NSMB ("Netherlands Ship Model Basin"), como já mencionado acima. As formulações podem ser encontradas em Holtrop, J.; (1984) e expressam a influência das seguintes variáveis: L - comprimento do navio, B - boca, T_A - calado na proa, D - diâmetro do propulsor, C_P - coeficiente prismático, lcb - posição longitudinal do centro de carena, C_V - coeficiente de resistência viscosa, C_b - coeficiente de bloco, C_{stern} - coeficiente relacionado à forma da popa, $(1+k1)$ - fator de forma do casco.

Para o cálculo dos parâmetros propulsivos, mediante o método de Holtrop, são utilizadas as formulações colocadas no Anexo A.

b. Séries sistemáticas: Serie de Taylor.

Para o cálculo dos coeficientes mediante o método de Taylor segue-se o seguinte procedimento.

Coeficiente de esteira (w):

O coeficiente de esteira depende do coeficiente de bloco e da quantidade de eixos que o navio possa ter (single-screw ou twin-screw).

Coeficiente de aumento de resistência (t):

Para o cálculo do coeficiente de aumento de resistência é utilizada a seguinte formulação.

$$t = kw \qquad (4.19)$$

onde:

k é 0.50 – 0.70 para navios equipados com "streamlined ou contrarudders";

k é 0.70 – 0.90 para navios com "double-plate rudder attached to square rudder posts";

k é 0.90 – 1.05 para navios com lemes simples;

c. Ensaios com modelos

Para a determinação dos parâmetros propulsivos, quando o projeto do navio está em seu último estágio, recorre-se a ensaios com modelo em tanque de provas. O ensaio a ser realizado é o de autopropulsão, mas para extrair os valores dos parâmetros são necessários também os resultados dos ensaios de reboque do casco e de água aberta do hélice.

No ensaio de autopropulsão o modelo é equipado com um hélice, semelhante ao que será utilizado no navio, que é acionado por um motor elétrico. O carro dinamométrico acompanha o modelo, efetuando a medição das variáveis de interesse: empuxo do hélice (T), torque (Q), rotação do hélice (N) e velocidade do modelo (V).

Com o conhecimento destas variáveis e com os resultados do ensaio de reboque – Resistência em função da velocidade – e do ensaio de água aberta- Kt (constante de empuxo) e Kq (constante de torque) em função de J (coeficiente de avanço), pode-se calcular os valores de t, w, e e_{rr} .

Coeficiente de aumento de resistência (1/(1-t)):

Considerando *V* constante, tem-se:

$$T = \overline{R_t} = \frac{R_t}{(1-t)} \qquad (4.20)$$

ou seja:

$$(1-t) = \frac{R_t}{T} \qquad (4.21)$$

sendo que R_t é obtido do ensaio de reboque.

Admite-se que o empuxo produzido pelo hélice na popa do navio é igual ao produzido em água aberta para mesmos valores de velocidade de avanço e rotação. Pode-se então determinar o coeficiente de empuxo do hélice:

$$T \Rightarrow K_T = \frac{T}{\rho N^2 D^4} \qquad (4.22)$$

Coeficiente de esteira (w):

Entrando no diagrama $K_T(J)$ obtém-se o valor de *J* e, em seqüência, (1-w), a partir da definição do coeficiente de avanço e da relação entre a velocidade de avanço e a velocidade do navio:

$$J = \frac{V_a}{ND} \qquad (4.23)$$

$$V_a = JND \qquad (4.24)$$

$$V_a = V(1-w) \qquad (4.25)$$

$$(1-w) = \frac{V_a}{V} \qquad (4.26)$$

onde:

V_a é a velocidade de avanço do hélice em relação à água.

Cálculo de e_{rr}:

A partir do valor de *J* obtém-se K_Q do diagrama e, em seguida e_{rr}.

$$Q_o = K_Q \rho N^2 D^5 \qquad (4.27)$$

$$e_{rr} = \frac{Q_o}{Q} \qquad (4.28)$$

4.3.3 Projeto de hélice: Uso de séries sistemáticas

A missão do propulsor é converter a potência fornecida pela máquina principal na produção de empuxo necessário à propulsão do navio. Embora existam métodos

mais precisos para projeto de hélices, serão empregados neste projeto os resultados de séries sistemáticas para o projeto do hélice.

As chamadas séries sistemáticas de hélices consistem, basicamente, na fixação de uma geometria padrão de hélice (corte de pá, distribuição da corda ao longo da pá, distribuição da espessura) e da variação dos seguintes parâmetros de projeto: número de pás (Z), razão de área da pá por área do disco (A_e/A_o) e razão passo – diâmetro (P/D).

A série de modelos de hélices convencionais mais divulgadas é a série B do “Canal de Experiências Hidrodinâmicas Holandesas”. Esta serie foi desenvolvida sob a direção do professor Troost pelo que se conhece como série de hélices B-Troost. Esta série de hélices é a mais utilizada, pois cobre uma ampla faixa de aplicações e possui um grande número de estudos publicados. A série foi inicialmente desenvolvida com hélices de 4 pás, mas logo foi estendida para hélices com 2, 3, 5, 6 e 7 pás, o que permite a sua implementação para diversos casos.

Para o cálculo do propulsor mediante esta série, podem ser empregados os diagramas disponíveis – Kt, Kq e η_{p_0} em função de J – de um conjunto de hélices ou, então, funções polinomiais que representam as curvas apresentadas nos referidos diagramas. Estas curvas são mostradas na Figura 4.7, para um determinado número de pás, uma dada razão de área expandida e um determinado P/D.

Com a fixação do diâmetro e da adoção de valores para os parâmetros de projeto, o hélice está especificado. Entre os hélices gerados com a variação dos 3 parâmetros de projeto, seleciona-se aquele que produz o empuxo necessário – T = Rt/(1-t), operando com nível de cavitação dentro dos limites aceitáveis, com a menor potência absorvida.

Como se dispõe apenas de curvas adimensionais do hélice, a verificação da eq. 4.4, é feita adimensionalizando-se a resistência do casco. Portanto, dividem-se ambos os membros da eq. 4.4 por $\rho N^2 D^4$, obtendo-se:

$$\frac{T}{\rho N^2 D^4} = \frac{R_T/(1-t)}{\rho N^2 D^4} \qquad (4.29)$$

O segundo membro da equação é chamado de $(K_T)_{casco}$, ou seja:

$$(K_T)_{casco} = \frac{R_T/(1-t)}{\rho N^2 D^4} \qquad (4.30)$$

Na eq. 4.30, adota-se para R_T o valor correspondente à velocidade de serviço em condições medias de casco e mar; para D, adota-se o valor do diâmetro máximo possível; e N é substituído em função do coeficiente de avanço $\left(N = {V_a}/{JD}\right)$. Ressalta então:

$$(K_T)_{casco} = \frac{R_T(V_S)(1+MR)}{(1-t)\rho V_S{}^2(1-w)^2 D_{\max}{}^2} J^2 \qquad (4.31)$$

onde:

MR é a margem de resistência, que leva em consideração as condições medias de casco e mar; em geral MR situa-se entre 0,15 e 0,25.

Em eq. 4.31, todos os termos, com exceção de J, conhecidos; tem-se, por tanto:

$$(K_T)_{casco} = \alpha J^2 \qquad (4.32)$$

Assim, pode-se plotar a curva de $(K_T)_{casco}$ no diagrama de série sistemática e determinar para cada hélice, o ponto de operação, J_{proj}, através da intersecção de K_T do hélice com $(K_T)_{casco}$, como visto na Figura 4.7.

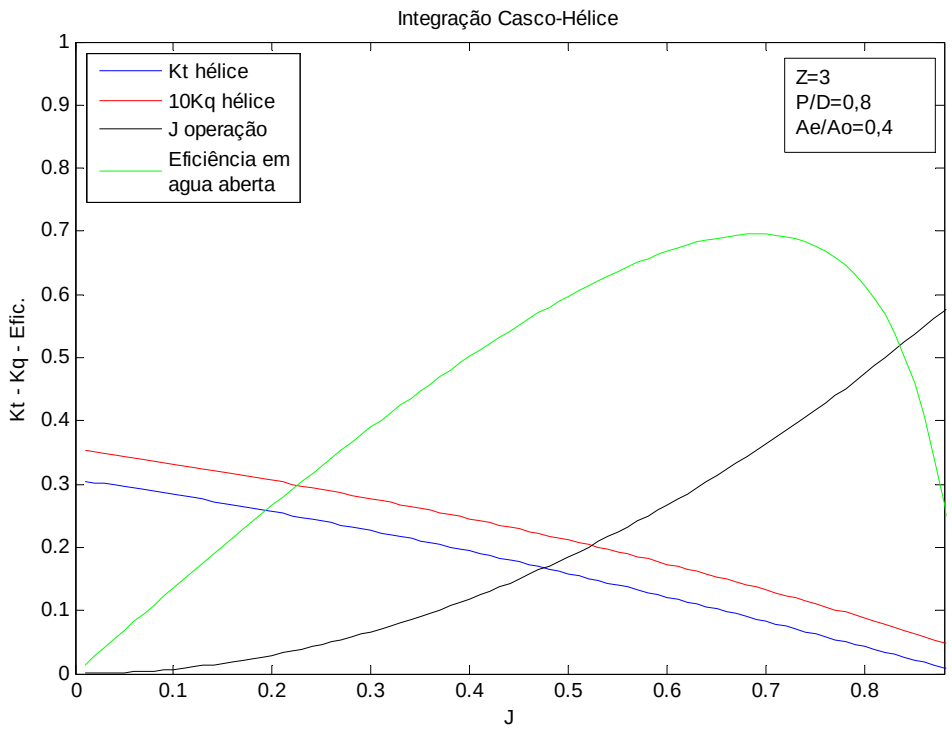


Figura 4.7– Curvas características do hélice

A partir de J_{proj} obtém-se, $N_{proj} = \dfrac{V_S(1-w)}{JD}$, e da curva de eficiência obtém-se $(\eta_{p_0})_{proj}$.

Pode-se também, determinar a potência requerida do motor:

$$(Pot.\mathrm{Re}q)_{motor} = \frac{Pot.Efetiva}{C_p} \qquad (4.33)$$

$$Pot.Efetiva = R_T(V_S)(1+MR)V_S \qquad (4.34)$$

onde:

$$C_p = e_h \times e_{rr} \times e_t \times \eta_{p_0} \qquad (4.35)$$

Em que os valores de e_h ($e_h = (1-t)/(1-w)$), e e_{rr} já foram determinados em etapa anterior do projeto; para e_t admite-se o valor 0,99 quando se trata de instalação direta e 0,97 quando é uma instalação com redução.

Em vez de efetuar a integração casco-hélice no diagrama, pode-se usar as funções polinomial para o K_T.

As curvas de desempenho do hélice do tipo B-Troost podem ser expressas da seguinte forma:

$$K_{T-helice} = K_{T-helice}\left(J, P/D, {A_E}/{A_0}, Z\right) = \frac{T}{\rho.N^2.D^4} \qquad (4.36)$$

$$K_{Q-helice} = K_{Q-helice}\left(J, P/D, {A_E}/{A_0}, Z\right) = \frac{Q}{\rho.N^2.D^5} \qquad (4.37)$$

Pode-se usar uma representação polinomial dos coeficientes de empuxo e de torque do hélice:

$$K_{T-helice} = \sum_{s,t,u,v} C_{s,t,u,v}.(J)^s.(P/D)^t.(A_E/A_o)^u.(Z)^v \qquad (4.38)$$

$$K_{Q-helice} = \sum_{s,t,u,v} C_{s,t,u,v}.(J)^s.(P/D)^t.\left({A_E}/{A_o}\right)^u.(Z)^v \qquad (4.39)$$

A Tabela 4.5 apresenta os valores dos coeficientes do polinômio e dos respectivos expoentes.

Tabela 4.5 – Valores dos coeficientes Kt e Kq

KT				
C(s,t,u,v)	J	p/D	Ae/A0	z
0,00880496	0	0	0	0
0,16635100	0	1	0	0
0,15811400	0	2	0	0
0,41543700	0	2	1	0
0,01440430	0	0	0	1
0,01434810	0	1	0	1
-0,01258940	0	0	1	1
-0,13369800	0	3	0	0
0,00638407	0	6	0	0
-0,05072140	0	0	2	0
-0,00841728	0	3	0	1
-0,03177910	0	3	1	1
-0,00410798	0	2	2	1
-0,00060685	0	0	0	2
0,00069090	0	0	1	2
0,00421749	0	3	1	2
-0,00146564	0	2	3	2
-0,20455400	1	0	0	0
-0,48149700	1	1	1	0
0,06068260	1	1	0	1
0,01096890	1	0	1	1
0,01046500	1	6	2	0
0,01684240	1	3	0	1
0,01860400	1	0	2	1
-0,00498190	1	0	0	2
-0,00163652	1	2	0	2
-0,00032879	1	6	0	2
-0,14758100	2	0	1	0
-0,05300540	2	0	0	1
-0,00132718	2	6	0	0
0,08545590	2	0	2	0
-0,00648272	2	6	2	0
0,00259830	2	0	0	2
0,00011650	2	6	0	2
0,16849600	3	0	1	0
-0,05044750	3	0	2	0
-0,00102296	3	3	0	1
-0,00056053	3	0	0	2
0,00005652	3	6	1	2

KQ				
C(s,t,u,v)	J	p/D	Ae/A0	z
0,00379368	0	0	0	0
0,00344778	0	2	0	0
-0,04088110	0	1	1	0
0,18856100	0	2	1	0
0,00513696	0	1	0	1
-0,02694030	0	2	1	1
0,01618860	0	3	1	0
0,01589600	0	0	2	0
-0,05027820	0	1	2	0
-0,03977220	0	3	2	0
-0,00350024	0	6	2	0
-0,00031391	0	6	0	1
-0,00142121	0	6	1	1
0,01268030	0	2	2	1
0,00334268	0	6	2	1
0,00155334	0	2	1	2
0,00030268	0	6	1	2
-0,00018430	0	0	2	2
-0,00042540	0	3	2	2
-0,00046590	0	6	2	2
-0,03224100	1	1	0	0
-0,10800900	1	1	1	0
-0,00370871	1	0	0	1
0,02094490	1	1	0	1
0,00438388	1	1	1	1
0,00318086	1	3	1	0
0,04717290	1	0	2	0
-0,00383637	1	0	2	1
-0,00183491	1	1	0	2
0,00026955	1	0	1	2
0,00005542	1	6	2	2
0,00886523	2	0	0	0
-0,08853810	2	1	1	0
0,00474319	2	1	0	1
-0,00723408	2	0	1	1
0,04171220	2	2	2	0
-0,00318278	2	3	2	1
0,00083265	2	0	1	2
0,05580820	3	0	1	0
0,01962830	3	0	2	0
-0,03005500	3	1	2	0
-0,01068540	3	0	0	1
0,00110903	3	3	0	1
0,00359850	3	0	1	1
0,00011245	3	2	0	2
-0,00002972	3	6	0	2
0,00008692	3	3	2	2

Para o projeto do hélice utiliza-se como ponto de partida o maior diâmetro possível, pois isto resulta em maior eficiência do hélice. A limitação de diâmetro está relacionada com as folgas existentes na popa do navio e, geralmente, é expressa em função do calado do navio. Em alguns casos – navios de grande porte – a restrição de diâmetro é estabelecida por questões de segurança.

Em relação ao número de pás, um aspecto que deve ser considerado é o de vibrações, da linha de eixo e do casco. Quanto à razão de área expandida, como será visto adiante, o fenômeno de cavitação é outro fator que deve ser considerado.

Cavitação

Um aspecto que deve ser em considerado no projeto do hélice é a cavitação que pode causar quedas de rendimento com perda de empuxo gerando, às vezes, problemas de vibrações.

No caso do escoamento da água em torno das pás do hélice, com o aumento de velocidade, a pressão diminui muito até alcançar a pressão de ebulição do fluido a essa temperatura, ocorrendo uma mudança de estado, formando-se cavidades cheias de vapor, as quais, ao serem arrastadas pela corrente a zonas de maior pressão, colapsam e desaparecem, o que é conhecido como cavitação.

Os lugares de mínimas pressões onde a cavitação ocorre são pequenos encontrando-se próximas das regiões onde as cavidades de vapor colapsam, é comum que este colapso ocorra na parede do corpo. Dessa forma, quando cavitação é intensa a repetição dela incidindo sobre o corpo leva à superfície a um processo de desgaste por erosão. Em geral, as depressões ocorrem sobre o dorso das pás (MORENO, J.;1995).

Entre os métodos mais conhecidos para o cálculo da cavitação encontram-se o método de Burrill e o método de Keller. Neste trabalho é utilizado o método de Keller, que estabelece o valor mínimo da razão de área expandida para evitar a cavitação, dado pela seguinte relação (LEWIS, E.; 1988):

$$\frac{A_E}{A_0} = \frac{(1.3 + 0.3Z)T}{(p_0 - p_v)D^2} + k \qquad (4.40)$$

onde :

p_0 é a pressão na linha de centro do propulsor;

$$p_0 = p_{atm} + \rho g h \qquad (4.41)$$

em que

p_{atm} é a pressão atmosférica;

h é a imersão do eixo do propulsor;

p_v é a pressão de vaporização da água;

k é a constante determinada pelo tipo de popa e número de propulsores da embarcação.

4.3.4 Seleção da máquina principal.

A máquina principal tem como função fornecer a potência requerida pelo navio para manter a velocidade de serviço. A maior parte das instalações propulsoras dos navios porta contêineres utiliza motores Diesel de baixa rotação. Isto se deve principalmente à alta eficiência térmica do motor e à utilização de combustível de baixo preço.

Uma vez calculados os valores de resistência e dos parâmetros propulsivos, efetua-se a seleção do hélice de maior eficiência, determinando, assim, a potência e a rotação exigidas da máquina principal. O passo seguinte, integração hélice – motor – consiste na seleção de um motor que atenda os requisitos de potência e rotação, quando se decide pelo uso de uma instalação propulsora direta. No caso de não se encontrar um motor que cumpra com os requisitos do projeto, deve-se adotar um procedimento alternativo para o projeto, fixando-se a rotação do hélice igual a do motor escolhido, e determinando-se o diâmetro (inferior ao máximo) do hélice.

A partir do valor especificado da margem de potência, determina-se a potência instalada do navio:

$$Pot._{inst.} = (1 + MP)Pot.\mathrm{Re}q. \qquad (4.42)$$

onde:

MP é a margem de potência.

Adota-se uma margem de potência de 10 a 15%. Define-se, em correspondência à potência instalada uma rotação de 3 a 5% superior à rotação requerida. A partir destes parâmetros procede-se a procura de motores compatíveis.

Para seleção do motor Diesel, os fabricantes fornecem um diagrama, chamado de "layout diagram", que delimita uma região do espaço Potência – Rotação, em que pode ser especificada a potência máxima de contrato. Isto significa que o fabricante vai efetuar a regulagem do sistema de injeção e da válvula de descarga para otimizar o motor para este ponto. A delimitação desta região de projeto depende do fabricante. A Figura 4.8 mostra a forma do "layout diagram" indicado pela MAN B&W.

Considera-se motor compatível todo aquele cujo "layout diagram" contenha o ponto de interesse do motor. Cabe, então, ao projetista, quando há mais de um motor compatível, selecionar por algum critério o motor mais adequado. Um critério possível é selecionar o motor cujo ponto L1 esteja mais próximo do ponto desejado.

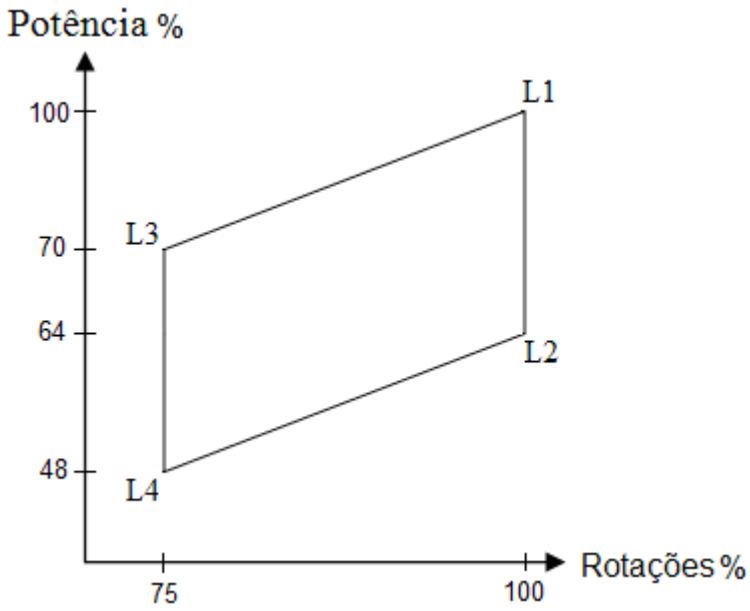


Figura 4.8 – "Layout Diagram" do motor Diesel

Outra opção de instalação propulsora, que é utilizada, principalmente para navios porta contêiner do tipo Pequeno Alimentador é com motor Diesel de média rotação acoplado ao hélice através de um redutor. Neste tipo de instalação propulsora há um aumento da potência requerida do motor, pois com o uso de redutor há uma redução da eficiência de transmissão.

Uma vez calculada a nova potência requerida adota-se uma margem de potência de 10 - 15%, e correspondente margem de rotação, obtendo assim a potência instalada. Assim, com a potência instalada procura-se um motor que satisfaça este requisito. Conhecida a rotação do motor selecionado, especifica-se a razão de redução da caixa de redução através de:

$$\Omega = \frac{Rot.Motor}{Rot.\ Hélice} \qquad (4.43)$$

4.4. PROCEDIMENTO DE ANÁLISE

Os navios porta contêineres muitas vezes trabalham em condições diferentes das de projeto, ou pela variação de deslocamento ou da velocidade. A operação com calado parcial, com exceção para os mega carriers, é comum entre navios da frota, pois em certos trechos da rota o navio transporta um número menor de contêineres. A alteração de velocidade pode ocorrer ou para atender a programação de viagem ou para reduzir os gastos de combustível. Durante o ano de 2008 ocorreu um grande incremento no preço do combustível o que levou as companhias marítimas a diminuir a velocidade de serviço do navio, com o que se diminuía a potência requerida e, portanto o consumo de combustível; porém para suprir a diminuição da velocidade dentro da rota dos navios, era adicionado um navio nesta rota.

É conveniente determinar quais serão as condições de operação da instalação propulsora para diferentes situações, sendo necessário dispor de um procedimento para esta finalidade.

O procedimento que é descrito a seguir baseia-se na interação entre casco, hélice e motor, empregando curvas características dimensionais para cada um destes elementos. Assim, de forma diversa da utilizada no projeto, quando se fez uso de

curvas adimensionais do hélice tirada dos diagramas de séries sistemáticas e adimensionalizou-se a curva de resistência do casco, efetua-se agora a dimensionalização das curvas do hélice.

Com a instalação propulsora já definida, em particular, um hélice com um dado número de pás, razão de área expandida e relação passo diâmetro, dispõe-se das curvas (ou dos polinômios) que representam as constantes de empuxo e de torque do hélice.

A partir da curva (ou do polinômio) da constante de empuxo, K_T, em função do coeficiente de avanço, J, podem-se determinar as curvas, parametrizadas na rotação, de empuxo do hélice em função da velocidade de avanço, ou seja $T = f'(V_A)_{N=cte}$, como mostrada na Figura 4.9

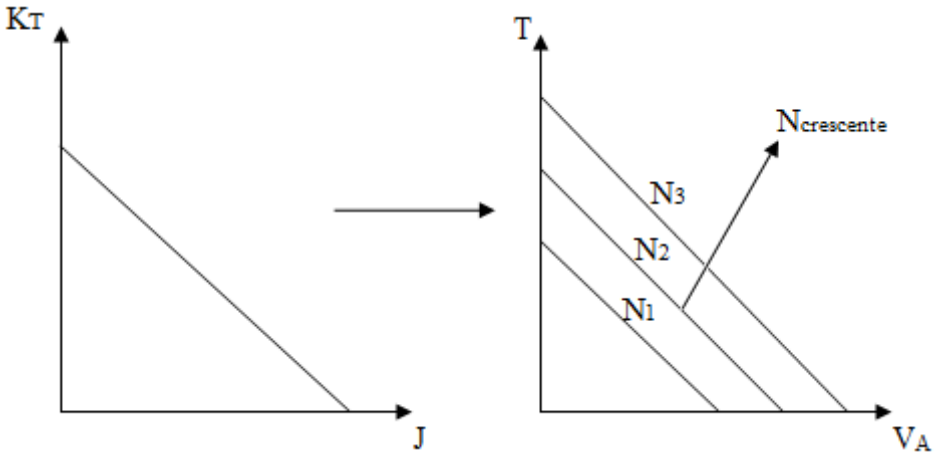


Figura 4.9 – Obtenção de curvas de empuxo do hélice

Para ilustrar o processo é mostrada, a seguir, a determinação de uma curva $T = f'(V_A)_{N=cte}$.

Considere-se a função $K_T = f(J)$; pode-se escrever:

$$\frac{T}{\rho N^2 D^4} = f\left(\frac{Va}{ND}\right) \qquad (4.44)$$

ou

$$T = \rho N^2 D^4 f\left(\frac{Va}{ND}\right)$$

Os valores de ρ, N e D são constantes; portanto obtêm-se:

$$T = f'(Va)_{N=cte} \qquad (4.45)$$

Repetindo-se o processo para diferentes valores de rotação do hélice, podem-se transportar para o novo gráfico todas as informações contidas no diagrama $K_T = f(J)$. Assim, a função $T = f'(V_A)_{N=cte}$ tem o mesmo aspecto da função $K_T = f(J)$; por exemplo, se uma função é linear a outra também será.

A Figura 4.10 mostra a modificação que é efetuada na curva $K_Q(J)$ do hélice, para efeito de integração com o motor. O método de conversão de um gráfico para outro é análogo ao descrito anteriormente para o empuxo. Fixada a rotação N_1, um ponto no gráfico K_Q vs J corresponde a uma certa velocidade V_A e um certo torque Q. Porém, é mais interessante introduzir uma função que represente não o torque, mas a potência absorvida pelo propulsor. Multiplicando-se o torque por 2π vezes a rotação N, obtém-se a potência absorvida ou entregue ao hélice.

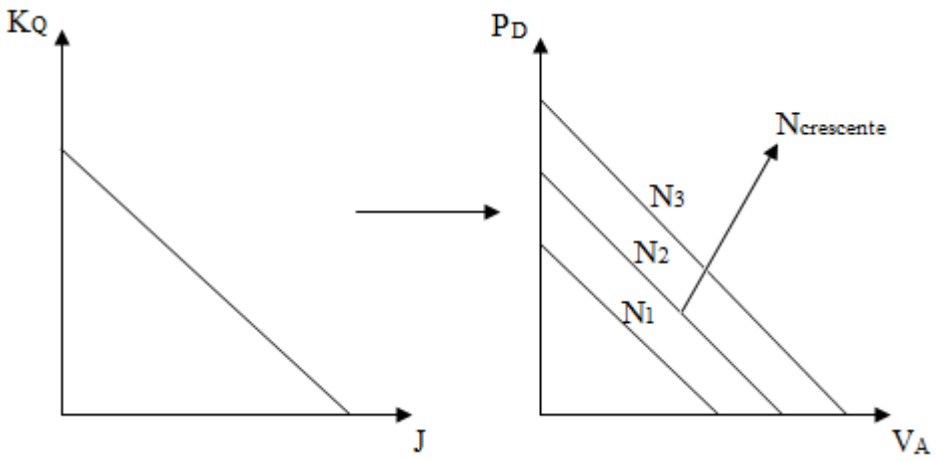


Figura 4.10 – Modificação da curva característica do coeficiente de torque do hélice

De igual forma como foi feito com a curva de empuxo, pode-se mostrar que a função $K_Q = g'(V_A)_{N=cte}$ tem o mesmo aspecto da função $K_Q = g(J)$.

Considere-se a função $K_Q(J)$: pode-se escrever:

$$\frac{Q}{\rho N^2 D^5} = g\left(\frac{Va}{ND}\right) \qquad (4.46)$$

ou

$$Q = \left(\rho N^2 D^5\right) g\left(\frac{Va}{ND}\right)$$

$$P_D = \left(2\pi\rho N^3 D^5\right) g\left(\frac{Va}{ND}\right) \qquad (4.47)$$

Como ρ, N e D são constantes, obtém-se:

$$P_D = g'(Va)_{N=cte} \qquad (4.48)$$

Uma vez representadas as características do hélice em termos dimensionais, pode-se efetuar a integração casco hélice para condições de regime permanente. Para tanto são representadas, em um gráfico de força versus velocidade, Figura 4.11, as curvas de empuxo líquido do hélice, Tl, (Tl = T(1-t)) e resistência do casco.

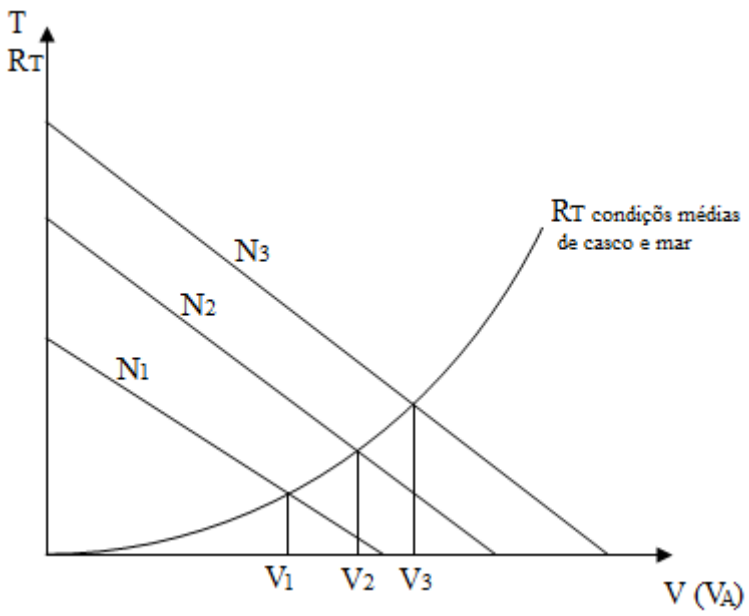


Figura 4.11– Integração casco-hélice

A Figura 4.11 mostra que só existe uma rotação do hélice que assegura que o navio se desloque a uma determinada velocidade. É evidente que para obter esta velocidade desejada só é possível se o motor fornecer a potência requerida pelo

hélice para operar nesse ponto. Precisa-se, portanto, exprimir em termos de potência este primeiro resultado da integração casco – hélice. Com este objetivo são transportadas para o gráfico P_D vs V_A, mostrado na Figura 4.12, as informações obtidas nessa integração. Neste caso efetua-se uma alteração de escala, colocando a potência requerida em função da velocidade do navio.

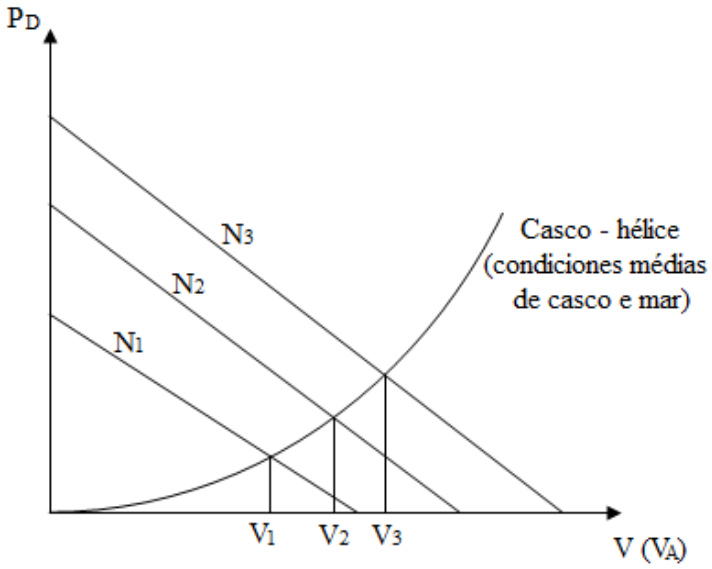


Figura 4.12 – Curva de potência requerida para o conjunto casco-hélice

Para fazer a integração do conjunto casco - hélice com motor é incluída na Figura 4.13 a região de operação do motor. Foi adotada uma simplificação do diagrama de carga (load diagram) especificado pelos fabricantes, fixando-se curvas de rotação e pressão média efetiva no freio mínimas e máximas. Para se colocar no mesmo gráfico as características de potência do hélice e do motor é preciso dividir a potência requerida pela eficiência de transmissão (e_t), ou seja, a potência é expressa em termos de P_B requerida.

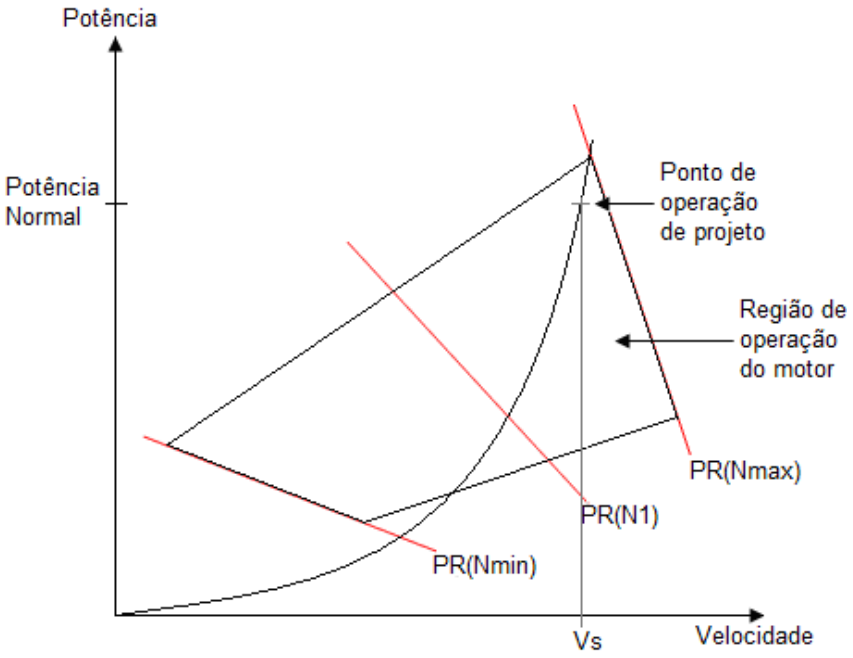


Figura 4.13– Integração casco-hélice-motor (PR é potência requerida)

5. EXEMPLO ILUSTRATIVO

Apresenta-se neste capítulo como exemplo ilustrativo o projeto e análise de desempenho da instalação propulsora de um navio porta contêineres do tipo “Pequeno Alimentador”. É feita inicialmente a descrição da seleção do navio a ser estudado. Em seguida, é desenvolvido o projeto da instalação propulsora para este navio de acordo com as características dimensionais selecionadas. Finalmente é feita uma análise de desempenho da instalação propulsora para diferentes condições de operação do navio.

5.1. SELEÇÃO DE UM NAVIO EXEMPLO

Entre as diferentes opções de navios porta contêineres, decidiu-se trabalhar com um navio Pequeno Alimentador porque um navio deste tipo, como mencionado no capítulo 1 está previsto para ser construído pelo estaleiro SIMA – Callao (Serviços Industriais da Marinha), que é um dos três estaleiros pertencentes à Marinha Peruana.

5.1.1. Escolha inicial

O navio escolhido inicialmente para aplicação dos procedimentos de projeto e análise é o navio que está sendo estudado pelo estaleiro SIMA – Callao.

Uma característica relevante do projeto deste navio é que suas dimensões principais foram definidas como as máximas permissíveis para construção no dique seco do estaleiro. As dimensões principais do navio, bem como seus coeficientes de forma, a capacidade de carga e a velocidade de projeto estão apresentados na Tabela 5.1.

Este navio, de acordo com suas características e capacidade, pode ser classificado como navio “Pequeno Alimentador”, conforme mencionado no capítulo 2. A maior parte dos navios Pequenos Alimentadores consiste de embarcações relativamente pequenas ou médias; a boca destes navios, em geral, está entre 23 e 30,2 m e sua capacidade de carga situa-se entre 1.000 e 2.800 TEU.

Tabela 5.2 – Principais características do navio. (Departamento de Design do SIMA - CALLAO)

Parâmetros	Valores
L (m)	193
Lpp (m)	192,24
B (m)	23,89
T (m)	8
Cp	0,838
Cb	0,779
Cm	0,93
Cwp	0,91
LCB	0,656
Deslocamento (t)	29.365
Carga (TEU)	1.200
Velocidade (nós)	15

A Figura 5.1 mostra o arranjo dos contêineres deste navio.

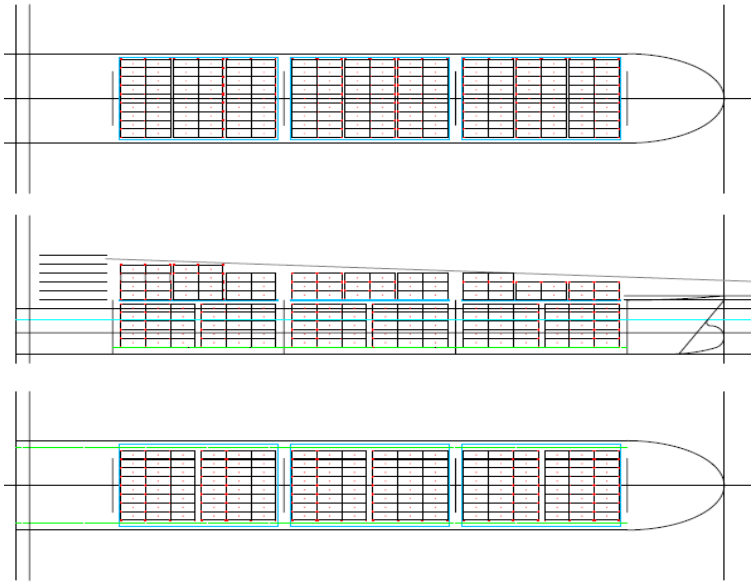


Figura 5.1 – Arranjo geral dos contêineres. (Fonte: Departamento de design do SIMA - CALLAO)

Com as características dimensionais deste navio foram realizados os cálculos de resistência ao avanço e potência requerida. Para a determinação de resistência e dos parâmetros propulsivos foi empregado o método de Holtrop. Para a seleção do

hélice recorreu-se a séries sistemáticas. Uma análise dos valores obtidos mostrou que eles não estavam dentro da faixa esperada para este tipo de navio; em particular, a potência da máquina principal era muito elevada.

Em uma primeira análise entendeu-se que a causa desta distorção era devida ao emprego do método de Holtrop, que poderia não se aplicar às características do navio. Utilizou-se, então a série de Taylor para o cálculo da resistência. Os valores de resistência e potência, no entanto, permaneceram elevados.

5.1.2. Analise de navios semelhantes

Como os resultados obtidos nos cálculos de resistência e potência estavam fora da faixa esperada, foi feita uma pesquisa de navios porta contêineres semelhantes. Foi utilizado o banco de dados apresentado no capítulo 2 (SVENDSEN, 2007)

Foi selecionado um grupo de navios Pequenos Alimentadores, estabelecendo como restrições para a boca e o calado os valores máximos permitidos pelo dique do SIMA - Callao. Uma comparação entre as características do navio escolhido e as dos navios semelhantes indicou que comprimento adotado era muito elevado e a velocidade era baixa.

5.1.3. Características principais do novo navio

Devido às diferenças encontradas na comparação entre os navios semelhantes e o navio escolhido inicialmente, decidiu-se então estabelecer novos parâmetros para o projeto do navio Pequeno Alimentador. Foram efetuadas as seguintes modificações:

- Redução do comprimento: com base no projeto original foram eliminadas 3 fileiras de contêineres para reduzir proporcionalmente o comprimento do navio.

- Redução do coeficiente de bloco e do coeficiente prismático: adotou-se para esses parâmetros valores situados na faixa dos coeficientes para navios desse porte.

- Aumento da velocidade de projeto: em relação ao aumento da velocidade, foram analisados três valores alternativos, efetuando-se o cálculo de resistência e potência. A partir da análise dos resultados, considerou-se que a velocidade ideal para este navio é 18 nós.

Estas modificações do projeto inicial são mostradas na Tabela 5.2, na qual se faz uma comparação entre o navio original e o novo navio.

Tabela 5.3 – Comparação de características

Parâmetros	Novo Projeto	Navio Original
L (m)	154,6	193
Lpp (m)	154	192,24
B (m)	23,89	23,89
T (m)	8	8
Cp	0,68	0,838
Cb	0,67	0,779
Deslocamento (t)	19.720	29.365
Carga (TEU)	800	1.200
Velocidade (nós)	18	15

5.2. PROJETO DA INSTALAÇÃO PROPULSORA

Como comentado no capítulo 4, diversos critérios podem ser utilizados para selecionar a instalação propulsora de um navio. O emprego destes critérios vai determinar o tipo de instalação mais adequado e, dentro deste tipo, a melhor configuração. Para o caso do navio Pequeno Alimentador analisado, no entanto, decidiu-se considerar com base nos resultados da pesquisa com navios deste porte, apresentada no capítulo 2, duas alternativas: instalação propulsora será com motor Diesel de baixa rotação acoplado diretamente a um hélice de passo fixo e instalação com motor Diesel de média rotação acoplado ao hélice através de um redutor.

Nestas condições, procurou-se determinar, para a primeira alternativa o melhor conjunto motor-hélice e para a segunda o melhor conjunto motor-redutor-hélice.

Entende-se como melhor conjunto aquele que exigir menor potência de máquina para que o navio opere na velocidade de projeto.

a. Cálculo da resistência

Para o cálculo da resistência e dos parâmetros propulsivos do navio foi empregado o método de séries sistemáticas. Como as características do navio se encaixam nas faixas da série de Taylor apresentadas no capítulo 4, foi utilizada esta série. Na Tabela 5.3 são mostrados os coeficientes necessários para efetuar o cálculo de resistência ao avanço e dos parâmetros propulsivos.

Tabela 5.4 – Coeficientes para o cálculo de R_T, w e t

Parâmetros	Valores
Fn	0,2382
Rn	$2{,}333 \times 10^9$
C_p	0,68
B/T	2,98
∇/L^3	$5{,}4 \times 10^{-3}$

Para o cálculo da resistência, como mencionado no capítulo 4, são tratadas separadamente as parcelas de resistência residual e de atrito (friccional). O coeficiente de resistência residual é obtido a partir do número de Froude e do coeficiente volumétrico - ∇/L^3 - nos gráficos da série de Taylor. Para os dados do projeto obtém-se $C_R = 1{,}13 \times 10^{-3}$, o que resulta em:

$$R_R = 221.2 \text{ kN}$$

O coeficiente de resistência de atrito é obtido pela formulação de Schoenherr em função do número de Reynolds: $C_F = 1{,}497 \times 10^{-3}$. Obtém-se, então:

$$R_F = 293 \text{ kN}$$

E, para a resistência total chega-se a:

$$R_T = 514{,}2 \text{ kN}$$

Para o cálculo do coeficiente de esteira, empregando-se a formulação de Taylor, obtém-se:

$$w = 0{,}269$$

Para o cálculo do coeficiente de aumento da resistência (redução da força propulsora), empregando-se a formulação de Taylor, obtém-se:

$$t = 0{,}188$$

b. Integração casco-hélice.

Como passo seguinte do projeto da instalação propulsora, procede-se a seleção do hélice que produz o empuxo igual à resistência aumentada do casco com o menor consumo de potência. Para a seleção do hélice mais eficiente foi feita uma pesquisa entre os propulsores da série sistemática B-Troost. Com esta finalidade, foi desenvolvido um programa no software MatLab mediante o qual, fixando-se o diâmetro máximo possível, que é de 5.6 m, procede-se à variação do número de pás (4 e 5), da razão de área expandida (variando entre 0,40 e 0,70) e da razão passo-diâmetro (entre 0,7 e 1,3) e determina-se o hélice de máxima eficiência.

Utilizou-se a representação polinomial para os coeficientes de empuxo e torque dos propulsores da série sistemática B-Troost. Como resultado de aplicação do programa determinou-se a eficiência do propulsor em água aberta (0,60), a rotação do hélice (98 rpm) e a potência requerida de projeto (8.260 kW).

c. Seleção do motor

São considerados 2 casos:

c1. <u>Motor de baixa rotação</u>

Uma vez conhecidos os valores de potência e rotação requeridas pelo hélice, efetua-se um processo de pesquisa de motores fornecidos pelos fabricantes. Para a pesquisa adotou-se uma margem de potência de 10% para determinar a potência instalada. Para o caso em questão existem algumas alternativas de motor de baixa rotação que atendem a demanda do hélice de maior eficiência. Foi, então, selecionado o motor disponível que melhor atende a demanda de potência e rotação

do hélice. Trata-se do motor 5-M60-MC6 MAN B&W (dados retirados www.manbw.com), que tem como potência máxima contínua (ponto L1 do layout diagram) 10.200 kW a 105 rpm que tem uma pequena de folga (12%) em relação a potência instalada do navio, que é de 9.090 kW a 101 rpm. No Anexo B são colocados os dados completos do motor.

A Tabela 5.5 apresenta os principais dados e resultados do projeto para esta alternativa de instalação propulsora.

Tabela 5.5 – Projeto da instalação propulsora Diesel direta

Parâmetros	Valores
V(nós)	18
RT (kN)	514
w	0,27
t	0,19
D(m)	5,6
Número de pás	5
Ae/Ao	0,67
P/D	1,2
Eficiência da hélice em água aberta	0,60
Potência requerida (kW)	8.260
N (rpm)	98
Margem de potência do motor	10%
Potência instalada (kW)	9.090
Margem de rotação	3%
N max. (rpm)	101

c2. <u>Motor de média rotação</u>

Outra opção de instalação propulsora para este navio, como mencionado no capítulo 3, é o uso de motor Diesel de média rotação acoplado ao hélice através de um redutor. Neste caso há um aumento da potência requerida do motor, pois com o uso de redutor há uma redução da eficiência de transmissão de 0,99 para 0,97. Assim, a

potência requerida de projeto é de 8.430 kW e com margem de potência de 10 % chega-se a uma potência instalada de 9.270 kW.

Com o valor de potência instalada, foi feita pesquisa entre os motores de média rotação disponíveis. Foi selecionado o motor 8-L48/60B da MAN B&W que fornece uma potência máxima continua de 9.600 kW a 514 rpm.

Neste caso precisa-se especificar um redutor com razão de redução de 5,1:1. A Tabela 5.6 apresenta os dados desta alternativa. Os dados completos do motor são mostrados no Anexo C.

Tabela 5.6 – Projeto da instalação propulsora Diesel com redução

Parâmetros	Valores
Potência requerida (kW)	8.430
Rotação do hélice (rpm)	98
Rotação do motor (rpm)	499
Razão de redução	5,1:1
Margem de potência do motor	10%
Potência instalada (kW)	9.600
Margem de rotação	3%
N Max (rpm)	514

Há, assim, duas opções de instalação propulsora para o navio. De acordo com as considerações apresentadas no capítulo 4, a melhor opção em termos de gastos com combustível, porque tem maior coeficiente propulsivo e menor consumo específico de combustível, é a instalação propulsora direta.

Porem, uma decisão final depende da avaliação final do espaço ocupado pelas duas instalações que tende a favorecer a instalação com redutor. Não foi possível levantar os dados para esta análise.

5.3. ANALISE DE DESEMPENHO DA INSTALAÇÃO PROPULSORA

Nesta seção procede-se a análise do desempenho da instalação propulsora para diferentes condições de operação do navio. Esta análise tem como finalidade fornecer informações para avaliar o desempenho técnico e econômico do navio quando opera com carga parcial de contêineres ou com velocidade diferente da de projeto. Utiliza-se nesta análise a instalação Diesel direta.

Emprega-se nesta análise o procedimento apresentado na seção 4.5, implementado através do software Mathematica.

5.3.1. Variação de deslocamento

Os navios Pequenos Alimentadores podem operar com deslocamento parcial em determinados trechos de sua rota, já que eles devem transportar carga de (ou para) um porto principal para (ou de) portos menores. É importante saber como a variação do número de contêineres ou do deslocamento do navio afeta a potência requerida. Isto tem um reflexo direto nas despesas com combustível.

Esta análise também pode ser usada para avaliar a conveniência de aumentar a velocidade do navio em condição de carga parcial.

Foram analisados os seguintes casos:

- Deslocamento de projeto;
- 70% de contêineres que, para alguns navios, é a condição real de projeto;
- 50% de contêineres.

Para a realização da análise foram admitidas as seguintes hipóteses:

a) O deslocamento do navio para carregamento parcial pode ser calculado através de:

$$\Delta\ parcial = (1 - Cdwt)\Delta proj + (\ fração\, carregada \times Cdwt \times \Delta proj)$$

onde:

$Cdwt$ é coeficiente deadweight;

$\Delta\ parcial$ é o deslocamento parcial;

$\Delta\ projeto$ é o deslocamento de projeto;

$fração\,carregada$ é a porcentagem de carga.

Adotou-se Cdwt igual a 0,60 (RAWSON J., TUPPER E., 1968)

b) Admite-se que para uma dada velocidade, a variação da resistência ao avanço em função da variação de deslocamento do navio possa ser calculada por:

$$\frac{(R_T)_{\Delta\ parc}}{(R_T)_{\Delta\ proj}} = \left(\frac{\Delta\ parc}{\Delta\ proj}\right)^{2/3}$$

Ressalte-se que esta aproximação é mais razoável para navios lentos, em que a resistência friccional é predominante, mas que não é o caso do navio considerado.

A Figura 5.2 mostra as curvas de potência requerida pelo conjunto casco-hélice em função da velocidade para diferentes condições de carregamento do navio: projeto (vermelha), de deslocamento com 70% dos contêineres (verde) e de deslocamento com 50% dos contêineres (laranja). São apresentadas também as curvas de potência requerida pelo hélice para diferentes rotações (em rpm). Estão representadas no diagrama as curvas de rotação em que o hélice opera para que o navio tenha velocidade 18 nós em diferentes condições de carregamento.

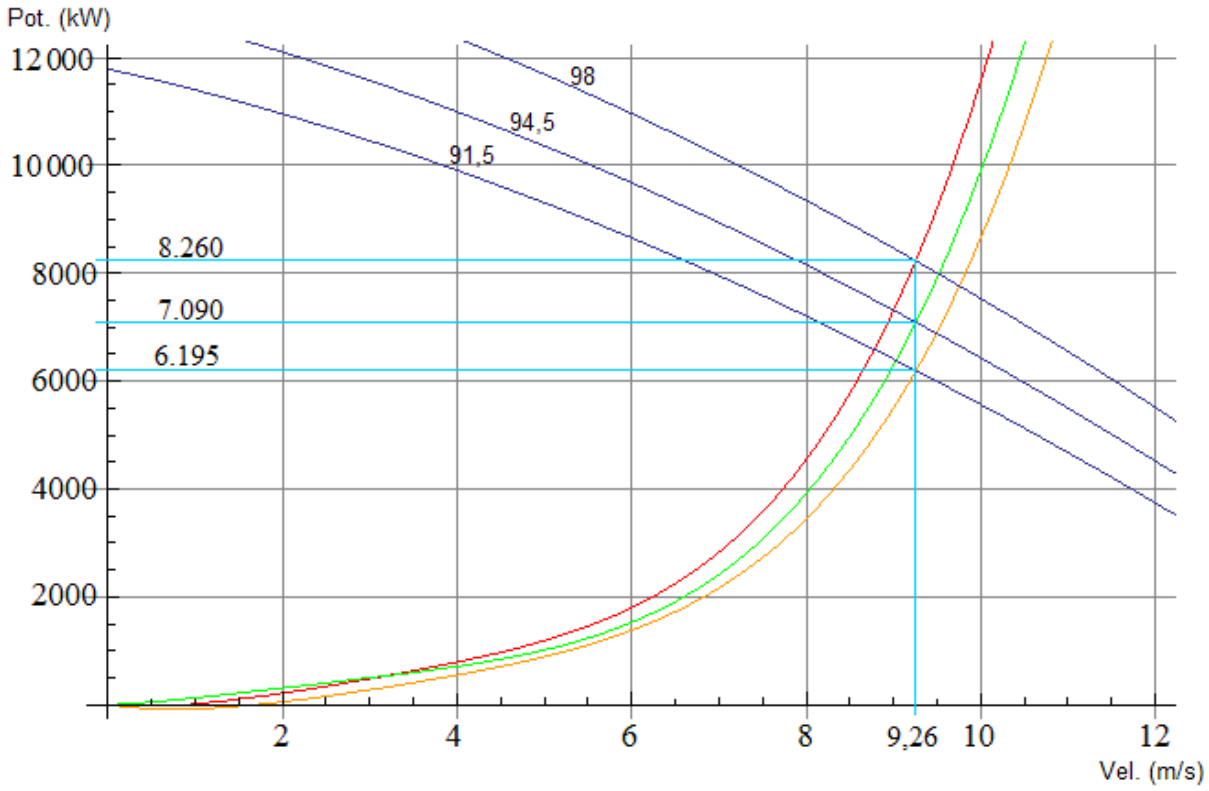


Figura 5.2 – Gráfico Potência (kW) vs Velocidade (m/s) para diferentes condições de operação

A Tabela 5.7 apresenta uma comparação dos principais resultados. Pode-se verificar a variação dos requisitos de potência e de rotação quando se reduz o carregamento, para uma mesma velocidade de serviço.

Tabela 5.7 – Desempenho da instalação propulsora para diferentes deslocamentos

Características	Deslocamento de projeto	Deslocamento 70% da carga	Deslocamento 50% da carga
Velocidade (nós)	18	18	18
Potência (kW)	8.260	7.090	6.195
Rotação (rpm)	98	94.5	91.5

5.3.2. Variação de velocidade

O objetivo desta análise é verificar a variação de potência e dos gastos com combustível decorrentes de aumento ou redução da velocidade.

O cálculo de consumo de combustível foi efetuado para uma distancia de 1.000 milhas, distancia entre o porto do Callao e o porto de Paita, que se encontra na parte norte do Peru e é o porto está à maior distancia do porto do Callao.

Foram consideradas as velocidades de operação apresentadas na Tabela 5.8 Como, apesar da solicitação feita à MAN, não se conseguiu dados de c.e.c. para diferentes pontos de operação do motor selecionado, admitiu-se que para pontos ao longo da curva do propulsor este motor tem o mesmo comportamento de outros motores de baixa rotação, adotando-se curva apresentada por (POUNDER, C.; 1984).

Tabela 5.8 – Cálculo da potência e consumo de combustível para diferentes velocidades

Velocidade (nós)	Potência (kW)	Rotação (rpm)	c.e.c. (g/kWh)	Consumo de combustível (ton/viag. red.)
16	5.110	84,5	151	96
16,5	5.700	87,5	154.5	106
17	6.470	91	158	120
17,5	7.320	94,5	163	136
18	8.260	98	170	156
18,5	9.220	101,5	178.5	178

Pode-se perceber que, com o aumento da velocidade, o consumo de combustível aumenta acentuadamente; assim, para uma viagem redonda (2.000 milhas) o consumo de combustível para 1a velocidade de 16 nós será de 96 toneladas enquanto que para a velocidade de serviço, 18 nós, o consumo de combustível de 156 toneladas; observa-se que com o aumento de 2 nós o consumo de combustível quase se duplica.

Com estes dados os armadores podem avaliar qual é a melhor forma de economizar nos gastos; diminuindo a velocidade de serviço ou aumentando um navio na rota para cumprir com os prazos de entrega.

Os valores de rotação e potência para cada velocidade estão indicados na Figura 5.3.

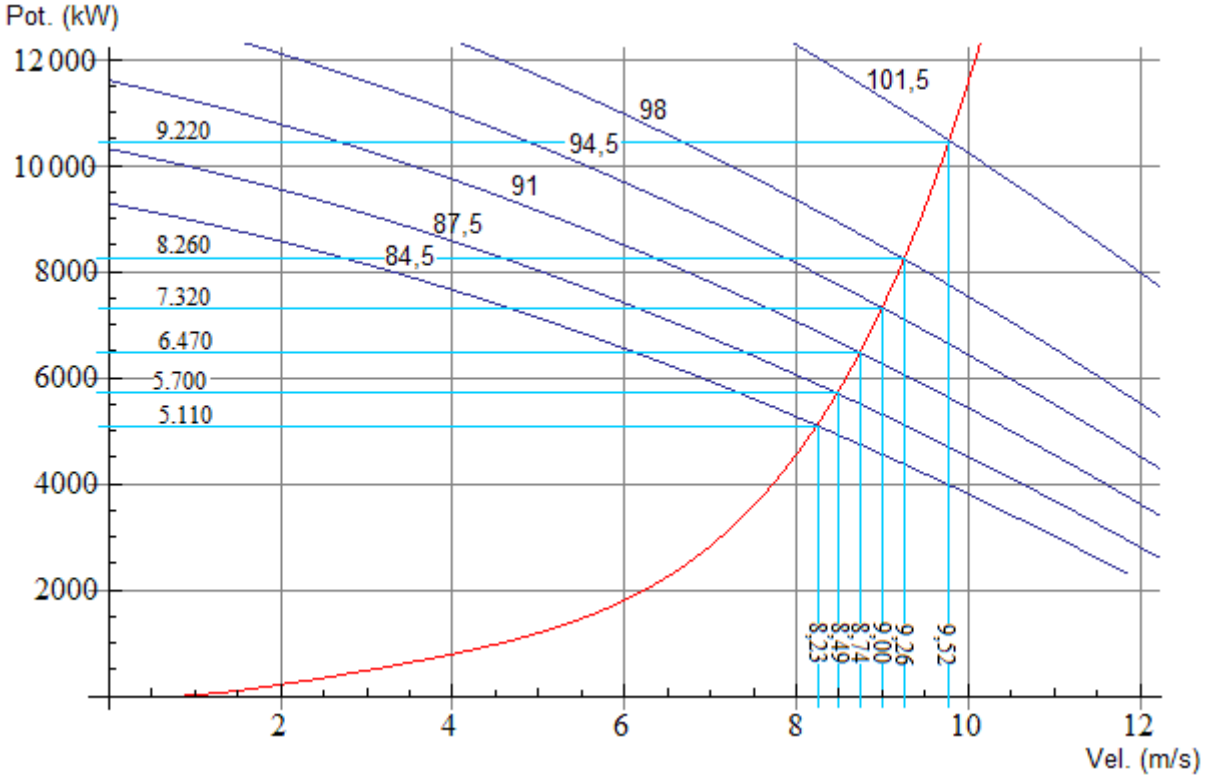


Figura 5.3 – Gráfico Potência vs Velocidade para condição de projeto

5.3.3. Prova de mar

O procedimento de analise pode ser utilizado para estimar os resultados de prova de mar e fornecer um instrumento para o armador avaliar o desempenho da instalação propulsora e do navio como um todo.

A Figura 5.4 apresenta uma comparação entre a curva de projeto (vermelha) e a curva de prova de mar (verde), admitindo que o navio realize a prova de mar com deslocamento de projeto, casco limpo e mar calmo.

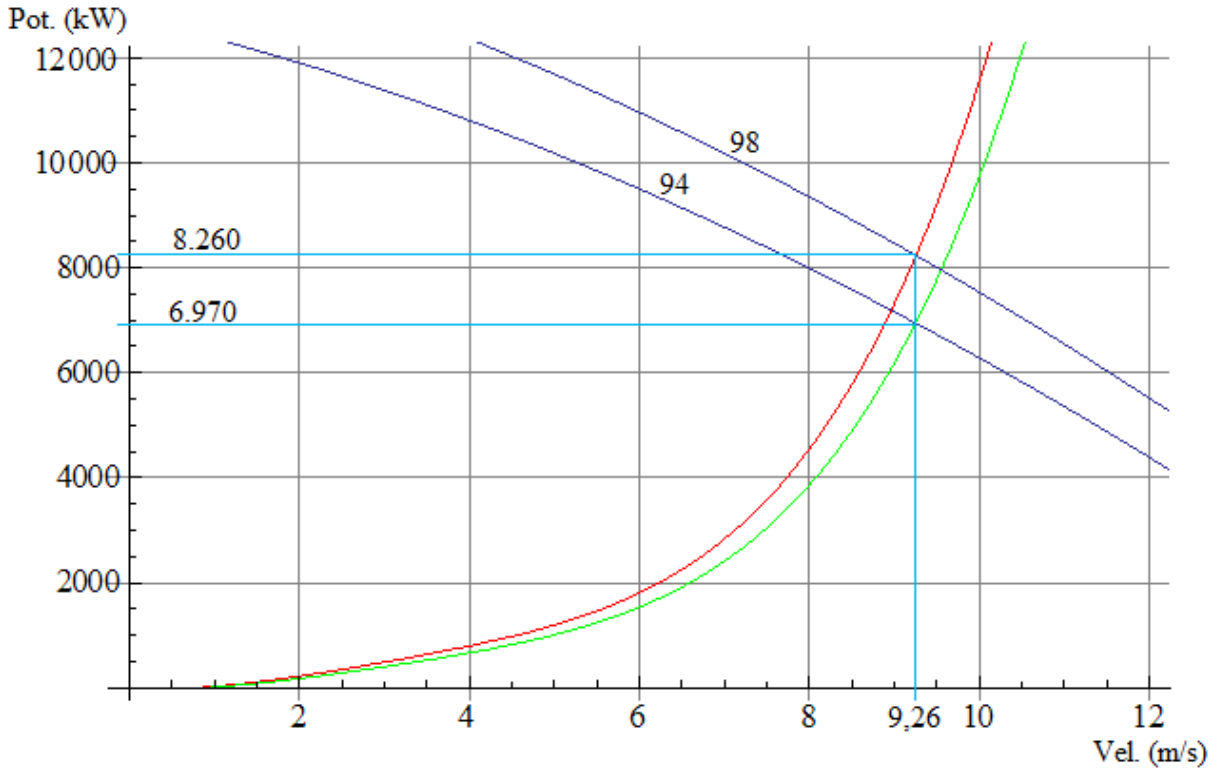


Figura 5.4 – Gráfico Potência vs Velocidade para condição de projeto e prova de mar

Na Figura 5.4 estão indicados os valores esperados de potência e rotação do eixo para que o navio em prova de mar atinja a velocidade de 18 nós. Este valor deve ser comparado com o resultado obtido na prova de mar como forma de avaliar se a instalação propulsora teve o desempenho especificado no contrato.

Pode-se verificar na Tabela 5.9, a variação dos requisitos de potência e de rotação na condição de projeto e de prova de mar, para uma mesma velocidade de serviço.

Tabela 5.9 – Previsão dos resultados de prova de mar

Características	Condição de projeto	Prova de mar
Velocidade (nós)	18	18
Potência (kW)	8.260	6.970
Rotação (rpm)	98	94

6. CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES

Apresenta-se neste capítulo uma síntese do trabalho realizado para, em seguida, listar as conclusões obtidas e indicar algumas recomendações para trabalhos futuros.

6.1. SÍNTESE DO TRABALHO

Como objetivo central do trabalho definiu-se o desenvolvimento de um modelo de projeto de instalação propulsora, com base em ferramentas convencionais, para ser empregado em estaleiros de pequeno porte e sem uma tradição estabelecida no projeto de navios mercantes.

A partir da definição do objetivo foi feita uma análise sobre a evolução dos navios porta contêineres ao longo do tempo, descrevendo as diferentes classificações dadas aos navios porta contêineres, assim como, a estrutura da frota. É abordada a distribuição dos tipos de instalações propulsoras utilizadas nos navios existentes, mostrando a predominância quase absoluta da instalação Diesel direta para os navios de porte médio e grande e uma divisão em proporções relativamente próximas entre instalação Diesel direta e com redução para os navios de menor porte.

A seguir foram apresentados conceitos básicos relacionados com a demanda de potência de um navio, e as implicações sobre os requisitos dos motores de propulsão; examinando, em particular, como as características de projeto dos modernos navios porta contêineres estabelecem requisitos sobre os motores Diesel de baixa rotação.

Outra preocupação do trabalho foi de encontrar as razões que expliquem a atual distribuição de instalações propulsoras nos diversos segmentos da frota de navios porta contêineres. Foram também listadas algumas sugestões de instalações propulsoras propostas para novas gerações de porta contêineres. Em seguida, foi descrito o procedimento de projeto da instalação, que inclui o cálculo da resistência e dos parâmetros propulsivos, bem como o projeto do hélice e seleção da máquina

principal. Foi descrito um procedimento para analise do desempenho da instalação propulsora, que tem como finalidade auxiliar o armador na análise do desempenho do navio para diferentes condições de operação do navio.

Finalmente, apresentou-se como exemplo ilustrativo o projeto e análise de desempenho da instalação propulsora de um navio porta contêineres do tipo “Pequeno Alimentador”. Foi feita inicialmente a descrição da seleção do navio a ser estudado, desenvolvendo o projeto da instalação propulsora para este navio de acordo com as características dimensionais selecionadas; a análise de desempenho da instalação propulsora indica os níveis de rotação e potência do motor para diferentes condições de carregamento do navio e permite avaliar a variação do consumo de combustível para alteração da velocidade de operação.

6.2. CONCLUSÕES

Os navios porta-contêineres passaram por grandes mudanças nos últimos anos, com aumento considerável na capacidade de carga e da velocidade de serviço, resultando em aumento considerável da potência requerida. Por isto os motores dos navios porta contêineres são os de maior potência, sendo fabricados com uma maior opção de quantidade de cilindros – 6 a 12 – e para os de maiores dimensões com até 14 cilindros. Comparativamente com motores para petroleiros, eles têm cilindros com menor razão curso-diâmetro porque precisam atender a solicitação de uma rotação mais alta do hélice. Verifica-se também que o consumo específico de combustível é maior para os motores dos navios porta contêineres, provavelmente porque motores com menor razão curso/diâmetro apresentam maiores perdas térmicas.

Os ganhos com economia de escala têm ditado uma tendência crescente no porte dos navios porta-contêineres, a fim de reduzir os custos de frete. A criação de um sistema especializado de transporte, com o surgimento de “hub ports” e navios Alimentadores, é outra característica deste setor de transporte.

A grande maioria dos navios porta-contêineres tem instalação propulsora Diesel direta, com um único eixo propulsor, devido principalmente ao baixo consumo específico de combustível dos motores de baixa rotação. Apenas os navios porta

contêineres do tipo Pequeno Alimentador utilizam instalação propulsora com redução; acredita-se que para este porte de navios o fator espaço ocupado pela instalação supere a desvantagem do consumo específico mais alto dos motores de média rotação.

As diretrizes apresentadas no presente trabalho são para que um estaleiro de pequeno porte possa desenvolver projeto e análise de instalações propulsoras para navios porta contêineres.

Para o exemplo ilustrativo (navio Pequeno Alimentador) existem duas opções de instalação propulsora: motor Diesel de baixa rotação acoplado diretamente a um hélice de passo fixo e instalação com motor Diesel de média rotação acoplado ao hélice através de um redutor. Foi escolhida a instalação propulsora Diesel direta, considerada como melhor opção em termos de gastos com combustível.

Pode-se observar na análise do desempenho da instalação propulsora para o navio exemplo que, com o aumento da velocidade de serviço, há um aumento acentuado da potência requerida, o que um correspondente aumento do consumo de combustível. Pode-se perceber também como os requisito de potência e rotação são se alteram quando se reduz o carregamento do navio.

6.3. RECOMENDAÇÕES

Examinar o efeito do espaço ocupado pela instalação propulsora na seleção do tipo de máquina principal em Pequenos Alimentadores, já que não se conseguiu levantar informações para abordar a questão neste trabalho.

Aperfeiçoar dos programas de computador preparados para análise do desempenho da instalação propulsora; os que foram empregados não são amigáveis nem apresentam todos os recursos necessários.

Avaliar a conveniência do emprego de hélice de passo controlável em navios porta contêineres para melhorar o desempenho técnico e econômico em condições de operação diferentes das de projeto.

Analisar, com o objetivo de melhorar o desempenho técnico e econômico de navios de grande porte, a utilização de outros tipos de instalações propulsoras como: twin skeg, instalação propulsora com hélices contra-rotativos e instalação propulsora com hélices podded azimutais contra-rotativos.

7. REFERÊNCIAS BIBLIOGRAFICAS

ABB; The CRP Azipod Propulsion Concept. Suiza [200-].

Branch, A; Elements of shipping. Sétima edição. Londres : Chapman and Hall, 1996.

Brinati, H.; Instalações Propulsoras v. I e v. II. São Paulo : Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, 1979.

Camilo, R.; Seleção de sistema propulsor para navios oceanográficos. Disertacao (Mestrado). São Paulo : Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, 2001.

Carrera, G.; Proposta de Reforma da Instalação Propulsora de uma Corveta. Dissertação (Mestrado). São Paulo : Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, 2003.

Ghaemi, M.; Evaluation of ship propulsion system for a 19.000 DWT, 18 Kn., container ship. Department of Ship Propulsion Automation and Turbine Propulsion, Faculty of Ship Technology and Ocean Engineering. Gdansk, Poland : Technical University of Gdansk, 1995.

Gertler, M.; A reanalysis of the original test data for the Taylor standard series. Washington, 1954.

Harvald, SV. AA; Resistance and propulsion of ship. Lyngby : Department of Ocean Engineering. The Technical University of Denmark, 1983.

Holtrop, J.; A Statistical Reanalysis of Resistance and Propulsion Data, International Shipbuilding Progress, Vol. 31, 1984.

Holtrop, J.; Mennen, G.; An Approximate Power Prediction Method, International Shipbuilding Progress, Vol. 89, 1982.

Huber, K.; The growing RT-flex fleet. The Ship Power Supplier. Wärtsilä. Switzerland, 2005.

Levander, O.; Machinery solutions for Ultra Large Container Vessels. The Ship power supplier, Wärtsilä Marine News. Switzerland, 2000.

Lewis, E.; Principles of Naval Architecture. Resistance, propulsion and vibration. Second Revision, v.II. New Jersey : The Society of Naval Architects and Marine Engineers-SNAME, May, 1998.

MAN B&W; Containership Propulsion - beyond Post-Panamax. Copenhagen, [200-]a

MAN B&W; Low Container Ship Speed Facilitated by Versatile ME/ME-C Engines. Copenhagen, [200-]b

MAN B&W; Marine Engine. IMO TIER I, 2ª Programa. 2008.

MAN B&W; New MAN B&W S50ME-B models expand MAN Diesel engine programme, Copenhagen, 2007.

MAN B&W; Propulsion Trends in Container Vessels MAN B&W Two-stroke Engines. Copenhagen, 2008.

MAN B&W; Propulsion Trends in Container Vessels MAN B&W Two-stroke Engines. Copenhagen, 2004.

Marine Department Hong Kong SAR Department; Study on the Next Generation of Large Containerships and Its Potential Implications for the Port of Hong Kong, 2006.

Moreno, J., Automatização do projeto de embarcações pesqueiras. Dissertação (Mestrado). Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, 1995.

Nigel, G; Some new developments in Container vessel design, 1997.

Notteboom, T; Vernimmen, B; The effect of high fuel costs on liner service configuration in container shipping. Journal of Transport Geography, 2008

Pounder, C.; Pounder's Marine Diesel Engines, 6th edition. London, 1984.

Salles B.; Shipping and Shipbuilding Market. BRS, 2008.

Schmid, H; Twin-screw propulsion for super container vessels. The Ship power supplier, Wärtsilä Marine News. Switzerland, 2000.

Svendsen, J.; Tiedemann, J.; www.containership-info.net.tc. Acessado em Janeiro 2009

Taylor, D; Speed and Power of Ships, 1910.

RAWSON J., TUPPER E.; Basic Ship Theory, 1968

Robinson, D.; Container ship focus. Lloyd's Register. Junio, 2006.

Wärtsilä. Energy Efficiency Ship Design. Fevreiro, 2009.

ANEXO A - Formulação de Holtrop para cálculo de parâmetros propulsivos

Coeficiente de esteira (w):

$$w = c_9\, C_V\, \frac{L}{T_A}\left(0.0661875 + 1.21756\, c_{11}\, \frac{C_V}{(1-C_{P1})}\right) + 0.24558\sqrt{\frac{B}{L(1-C_{P1})}}$$
$$-\frac{0.09726}{0.95-C_P} + \frac{0.011434}{0.95-C_B} + 0.75\, C_{stern}\, C_V + 0.002\, C_{stern}$$

onde:

L é comprimento do navio;

B é boca;

T_A é o calado na proa;

C_P é o coeficiente prismático;

lcb é a posição longitudinal do centro de carena;

C_V é coeficiente de resistência viscosa

C_b é coeficiente de bloco;

C_{stern} é coeficiente da popa.

$c_9 = c_8$ $\qquad$ $quando\ c_8 < 28$

ou

$c_9 = 32 - 16/(c_8 - 24)$ $\qquad$ $quando\ c_8 > 28$

$c_{11} = T_A/D$ $\qquad$ $quando\ T_A/D < 2$

ou

$$c_{11} = 0.0833333(T_A/D)^3 + 1.33333 \qquad quando\ T_A/D > 2$$

$$C_{P1} = 1.45C_P - 0.315 - 0.0225lcb$$

$$C_V = (1+k)\ C_F + C_A)$$

$$1 + k_1 = c_{13}\left\{0.93 + c_{12}(B/L_R)^{0.92497}(0.95 - C_P)^{-0.521448}(1 - C_P + 0.0225\ lcb)^{0.6906}\right\}$$

$$L_R = (1 - C_P + 0.06\ C_P\ lcb/(4\ C_P - 1)) \times L$$

onde:

L_r é parâmetro que reflete o comprimento;

C_f é coeficiente friccional;

C_A é coeficiente de correlação de folga;

$$c_{12} = (T/L)^{0.2228446} \qquad quando\ T/L > 0.05$$

Ou

$$c_{12} = 48.2(T/L - 0.02)^{2.078} + 0.479948 \qquad quando\ 0.02 < T/L < 0.05$$

Ou

$$c_{12} = 0.479948 \qquad quando\ T/L < 0.02$$

$$c_{13} = 1 + 0.003C_{stern}$$

Forma do corpo de popa	Cstern
Pram com gondola	-25
Seções em V	-10
Seções normais	0
Seções em U com popa Hogner	10

$$C_f = \frac{0.075}{(\log Rn - 2)^2}$$

Rn é número de Reynolds

$$C_A = 0.006(L+100)^{-0.16} - 0.00205 + 0.003\sqrt{L/7.5}C_B^4 c_2 (0.04 - c_4)$$

$c_4 = T_F / L$ $\quad$ $quando\ T_F / L \leq 0.04$

ou

$c_4 = 0.04$ $\quad$ $quando\ T_F / L > 0.04$

Coeficiente de Redução da Força Propulsora (t)

$$t = 0.001979\,L/(B - C_{P1}) + 1.0585c_{10} - 0.00524 - 0.1418\,D^2/(BT) + 0.0015C_{stern}$$

onde:

D é diâmetro do propulsor.

$$c_{10} = B/L \qquad quando > 5.2$$

ou

$$c_{10} = 0.25 - 0.003328402/(B/L - 0.134615385) \qquad quando\ L/B < 5.2$$

Eficiência relativa rotativa (e_{rr})

$$\eta_R = 0.9922 - 0.05908\,A_E/A_O + 0.07424(C_P - 0.0225\,lcb)$$

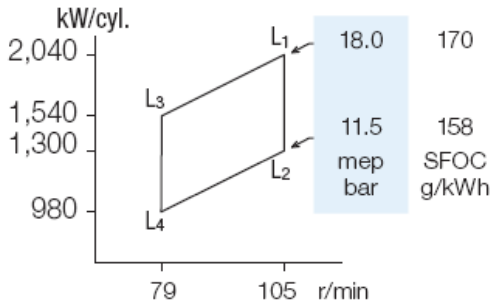
onde:

A_E/A_0 é razão de área expandida

ANEXO B – Especificações técnicas do motor MAN B&W S60-MC6

S60 **MAN B&W**

	Cyl.	L_1 kW
MC6 Stroke: 2,292 mm	5 6 7 8	**10,200** **12,240** **14,280** **16,320**



L_{min}:		5 cyl.	6 cyl.	7 cyl.	8 cyl.
Mark 7/8	mm	7,251	8,271	9,162	10,182
Mark 6	mm	7,655	8,723	9,791	10,857
Dry mass:					
ME-C/GI7/8	t	295	337	385	439
MC-C7/8	t	314	358	410	467
MC6	t	319	371	422	470

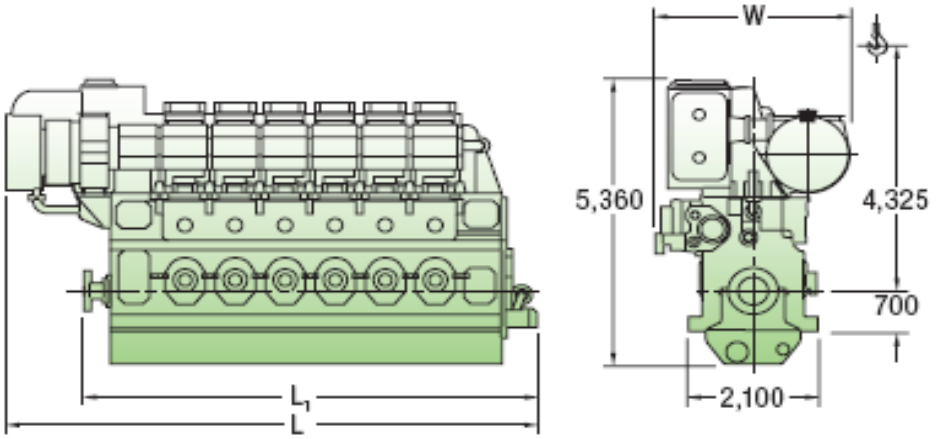
Dimensions:		A	B	C	H_1	H_2	H_3
ME-C/GI7/8	mm	1,020	3,770	1,300	10,750	10,000	9,725
MC-C7/8	mm	1,020	3,770	1,300	10,700	10,050	9,800
MC6	mm	1,068	3,478	1,300	10,700	9,800	9,600

ANEXO C – Especificações técnicas do motor MAN B&W L48/60B

MAN Diesel **L48/60B**

Bore: 480 mm, Stroke: 600 mm			
Speed	r/min	514	500
mep	bar	25.8	26.5
		kW	kW
6 L48/60B		7,200	7,200
7 L48/60B		8,400	8,400
8 L48/60B		9,600	9,600
9 L48/60B		10,800	10,800

Specific Fuel Oil Consumption (SFOC) to ISO conditions		
MCR	100%	85%
L48/60B	178 g/kWh	175 g/kWh
Specific lube oil consumption 0.8 g/kWh		

Dimensions					
Cyl. No.		6	7	8	9
L	mm	8,615	9,435	10,460	11,425
L_1	mm	7,290	8,110	8,930	9,895
W	mm	3,195	3,195	3,325	3,325
Dry mass	t	104	118	134	146

Minimum centreline distance for twin engine installation: 3,200 mm