

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE PERNAMBUCO**  
**CENTRO DE TECNOLOGIA E GEOCIÊNCIAS**  
**ENGENHARIA NAVAL**



**GUSTAVO PEREIRA GOMES DE SOUZA**

**ANÁLISE COMPARATIVA ENTRE OS SISTEMAS DE PROPULSÃO  
DIESEL-ELÉTRICO E O SISTEMA DIESEL-ELÉTRICO-MECÂNICO EM  
NAVIOS TIPO *PLATFORM SUPPLY VESSEL***

**Recife – 2017**

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE PERNAMBUCO**  
**CENTRO DE TECNOLOGIA E GEOCIÊNCIAS**  
**ENGENHARIA NAVAL**

**ANÁLISE COMPARATIVA ENTRE OS SISTEMAS DE PROPULSÃO  
DIESEL-ELÉTRICO E O SISTEMA DIESEL-ELÉTRICO-MECÂNICO EM  
NAVIOS TIPO *PLATFORM SUPPLY VESSEL***

**Monografia apresentada ao Curso de Engenharia Naval da Universidade Federal de Pernambuco, como parte dos requisitos básicos para obtenção do título de Bacharel em Engenharia Naval.**

Graduando: Gustavo Pereira Gomes de Souza

Orientador: José Claudino de Lira Junior

## DEDICATÓRIA

Dedico este trabalho à minha namorada Mirna Luna. Aos meus pais Jadenise Pereira e Ivanildo Gomes. Aos meus familiares que contribuíram diretamente para minha formação. Vocês são tudo para mim.

## AGRADECIMENTOS

A Deus por ter me dado força para superar as dificuldades.

Ao Professor José Claudino de Lira Junior, por me orientar.

A todos os professores que contribuíram para a minha formação no curso de Engenharia Naval.

Ao Programa de Formação de Recursos Humanos da Petrobras, PFRH PB-204, que contribuiu bastante com os investimentos destinados à pesquisa.

Ao Professor Luiz Antônio Vaz Pinto, pelo fornecimento de materiais acadêmicos.

À minha família, meus pais e irmã, meu porto seguro, onde eu posso contar a qualquer hora. À minha namorada, Mirna, que sempre me incentiva, com seu carinho infinito, a melhorar cada vez mais. Obrigado por tudo.

## SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO .....	5
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	6
3	SISTEMA DE PROPULSÃO DIESEL-ELÉTRICO.....	18
4	SISTEMA DE PROPULSÃO HÍBRIDO (DIESEL-ELÉTRICO + DIESEL MECÂNICO) .....	21
5	COMPARAÇÃO ENTRE O SISTEMA HÍBRIDO E O SISTEMA MECÂNICO.....	25
6	CÁLCULO DA POTÊNCIA INSTALADA.....	28
6.1	PSV COM SISTEMA PROPULSIVO DIESEL-ELÉTRICO.....	30
6.1.1	ANÁLISE QUANTO A CAVITAÇÃO .....	33
6.1.2	MARGENS .....	37
6.1.3	POSICIONAMENTO DINÂMICO.....	39
6.1.4	BALANÇO ELÉTRICO .....	44
6.2	PSV COM SISTEMA PROPULSIVO HÍBRIDO.....	51
6.2.1	ANÁLISE QUANTO A CAVITAÇÃO .....	53
6.2.2	MARGENS .....	53
6.2.3	POSICIONAMENTO DINÂMICO.....	55
6.2.4	SELEÇÃO DOS MOTORES PRINCIPAIS.....	55
6.2.5	BALANÇO ELÉTRICO .....	55
7	CÁLCULO DO CUSTO ANUAL COM COMBUSTÍVEL .....	59
8	CONCLUSÕES.....	63
	REFERÊNCIAS .....	65
	ANEXOS .....	67
	APÊNDICES .....	71

## 1 INTRODUÇÃO

Devido à grande diversidade de tipos de embarcação, com cada uma dessas atuando em um ou mais tipos de operação, surge a necessidade de diferentes tipos de propulsão, para satisfazer as embarcações da forma mais adequada possível. É dever do projetista escolher o tipo propulsivo que melhor lhe atenda, dentro de um determinado custo de implantação e manutenção.

Dependendo do tipo de embarcação, esta tarefa não é nem um pouco trivial. Por exemplo: em embarcações onde tem mais de um tipo de operação, um determinado sistema propulsivo pode não ser o mais eficiente para todos os tipos de operação. Como é o caso dos navios tipo *Platform Supply Vessel* – PSV, onde precisam operar por longos tempos tanto em posicionamento dinâmico, quanto em navegação em mar aberto. Devido a própria natureza do sistema de posicionamento dinâmico é de praxe que o sistema propulsivo desses navios seja do tipo diesel-elétrico. Esse não é o melhor sistema para aplicação em navegação de mar aberto, devido a altas perdas energéticas no processo (Barcellos, 2012).

Devido a associação de alta competitividade no mercado e de uma procura por processos que queimem menos combustíveis fósseis e assim poluir menos a atmosfera. Tem-se mudado a visão de algumas embarcações tenham apenas um tipo de sistema propulsivo e passem a integrar mais de um sistema. Como é o caso do sistema diesel-elétrico-mecânico, que como o próprio nome já diz, faz a integração entre o sistema diesel-elétrico e diesel-mecânico. Com esse sistema pode-se evitar perdas inerentes a algumas atividades como navegar em mar aberto com sistema diesel-elétrico e assim ganhar um aumento considerável na eficiência energética da embarcação.

O objetivo deste trabalho é fazer uma apresentação dos sistemas, uma ponderação de seus possíveis usos e uma quantificação dos custos com combustíveis para os sistemas diesel-elétrico e diesel-elétrico-mecânico em um PSV.

### 3 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Navios do tipo *Platform Supply Vessel* – PSV (figura 1), são navios de pequeno porte que apresentam características marcantes e únicas, uma delas é a casaria posicionada a vante. São navios que como o próprio nome já diz, realizam apoio a plataformas de petróleo, como transporte de combustíveis, consumíveis, resíduos, água, óleo, lama, granéis sólidos e carga geral de convés. Esses navios são facilmente reconhecidos, pelo seu grande convés exposto e livre, que serve para fazer o transporte de equipamentos e cargas containerizadas em geral. É possível notar um ou dois guindastes no convés principal, que servem para fazer a movimentação de carga a bordo. Também têm como missão dar suporte à construção, manutenção e trabalho submarino em alto mar, além de remover os resíduos gerados na atividade para a base de apoio (SOUZA, 2013).



Figura 1 - Navio PSV (Fonte: Corvus Energy).

Os *Platform Supply Vessels* são muito importantes para a indústria petrolífera, devido a sua função vital para uma plataforma há uma grande demanda por navios PSVs no mercado e em virtude deste fator um grande número de pesquisas estão se voltando para a eficiência energética na propulsão destes navios, que está diretamente ligada ao sistema de propulsão escolhido.

Por se tratar de um navio envolvido em operações que precisam garantir um certo nível de segurança e a redundância da operação de transbordo de carga, e com o avanço na tecnologia de controle eletrônico de sistemas, o sistema de propulsão padrão

para PSVs foi gradualmente migrando de uma solução diesel-mecânica para a propulsão diesel-elétrica, que é naturalmente redundante, e equipa a larga maioria dos PSVs modernos.

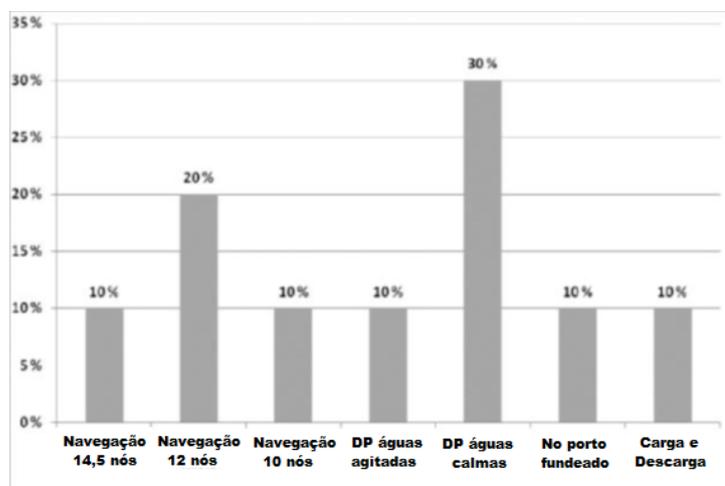


Figura 2 - Perfil operacional típico de um PSV operando no Mar do Norte (fonte: Wartsila - Adaptado).

A figura 2 mostra um perfil operacional típico de um PSV operando no Mar do Norte, informando o percentual de tempo gasto nas operações. Dos quais, cerca de 40% do tempo é gasto em posicionamento dinâmico (DP), 40% em navegação, 10% em *standby* (que será assumido como operação de carga e descarga) e 10% em operações portuárias. Pode-se concluir que o sistema propulsor de um PSV precisa lidar com uma produção equilibrada de energia para atender os requisitos de velocidade (e consequentemente passar o menor tempo possível em navegação) e os requisitos elétricos (para fazer funcionar os propulsores realizam as manobras de DP).

Com o aumento das exigências do mercado com relação a diminuição dos custos das operações, foi necessário buscar novas formas mais eficientes e que atendessem todas as necessidades sem abrir mão da segurança e da redundância oferecida pela propulsão elétrica. Mas ao mesmo tempo não poderia ser desprezado o tempo em que o navio passava navegando.

Durante a última década houve uma crescente tendência para propulsão elétrica de navios, especialmente para tipos de navios expostos a grandes variações na demanda de energia durante a operação. Tais sistemas com motores de propulsão elétrica, unidades de propulsão com velocidade variável, e uma estação de energia comum com vários geradores a diesel ou turbinas a gás, tem provado ser benéfica de várias maneiras.

Menores custos de manutenção, melhor manobrabilidade, maior confiabilidade, redução de ruído e vibração. Estes benefícios aumentam os custos iniciais adicionais e o aumento do número de componentes. Um sistema elétrico é muito flexível no que diz respeito à operação e controle. O equipamento elétrico também utiliza uma alta eficiência em uma ampla gama de operações (HANSEN, 2000).

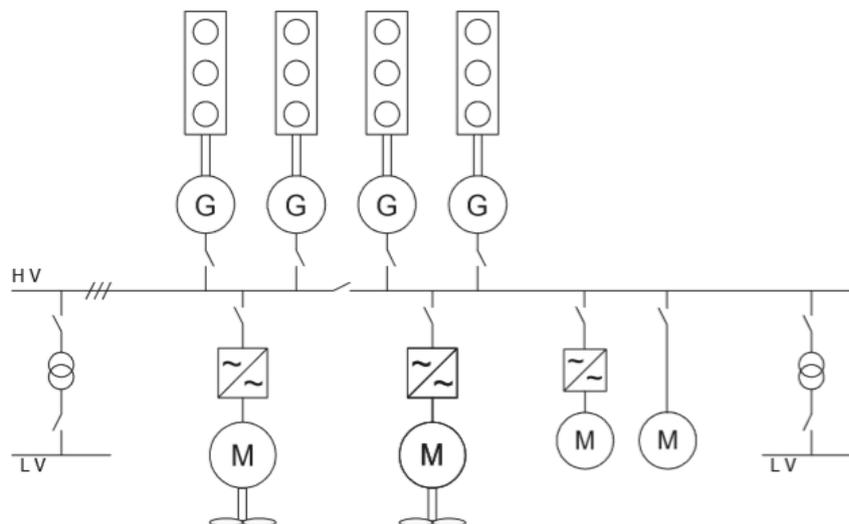
A ideia básica com tais sistemas é substituir os principais motores diesel de propulsão por motores elétricos e dividir a produção de energia em vários geradores a diesel, menores. Os motores elétricos podem ser concebidos com uma eficiência muito elevada em toda a gama de funcionamento em relação à velocidade e às saídas de potência quando comparado com o motor diesel, que tem um pico claro de eficiência em torno do seu ponto de trabalho nominal. Um navio que varia muito sua velocidade será capaz de operar com uma alta eficiência para todo os tipos de operação, selecionando o número ideal de geradores a diesel para fornecer a demanda de energia desejada. Para um sistema convencional com propulsão a diesel, a eficiência diminuirá notavelmente para uma operação fora do ponto de trabalho ótimo do motor.

A figura 3 mostra uma configuração típica de um sistema de propulsão diesel-elétrico, com alguns de seus componentes. Motores diesel com geradores síncronos (normalmente 3-8 unidades) são normalmente utilizados para a produção de energia. Em alguns casos, as turbinas a gás são usadas como motores primários (ou em combinação com motores diesel), geralmente para grandes demandas de energia como com a produção flutuante e/ou quando o gás é facilmente disponível. Os geradores alimentam o quadro principal, este quadro é dividido em duas ou mais seções para garantir redundância. O nível de tensão varia com a potência instalada, tipicamente 11 kV para potência instalada acima de 20 MW (HANSEN, 2000). A alta tensão é necessária para manter baixas as correntes do circuito e evitar perdas por resistência elétrica.

Os sistemas diesel-elétricos são sistemas complexos, incluem um bom número de geradores de energia e componentes tais como quadros de distribuição, transformadores, conversores de frequência e motores elétricos. O conjunto de soluções viáveis é limitado por restrições físicas, técnicas, econômicas e regulatórias.

Vários aspectos devem ser considerados na concepção da maquinaria, tais como a demanda de energia, segurança, investimento e custos operacionais. Dado que a

instalação de um sistema de máquinas é normalmente um acontecimento único, deve-se prever a demanda energética para propulsão e serviços durante toda a vida útil do navio, incluindo o aparelho de governo, as máquinas de convés, os equipamentos de navegação e comunicações, a carga hoteleira e os equipamentos de movimentação de carga (SOLEM et al., 2012).



*Figura 3 - Uma configuração típica de um sistema de propulsão elétrica a diesel, com geradores a diesel, unidades de propulsores de velocidade variável, motores de cargas convencionais e redes de distribuição de baixa tensão.*

Alguns dos custos que devem ser considerados ao projetar um sistema de máquinas são os custos de investimento e os custos operacionais, tais como custos de combustível, horas de serviço e custos de manutenção e reparo. Dependendo do tipo de navio e das zonas de navegação, os custos operacionais podem também incluir impostos ambientais, por exemplo, sobre os  $\text{NO}_x$  (óxidos de nitrogênio) quando operam em águas norueguesas (SOLEM et al., 2012).

Regulamentos internacionais e nacionais são aplicados para incentivar a redução de emissão dos navios. Os regulamentos da Organização Marítima Internacional (IMO) para as Zonas de Controle de Emissões de  $\text{SO}_x$  (SECA - *Sulphur Emission Control Areas*) impõem um limite superior ao teor de enxofre no combustível. Por isso, o tipo de combustível queimado deve ser levado em consideração, pois a redução das emissões de  $\text{CO}_2$  para o ar pode ser conseguida através da redução do consumo de combustível ou do tipo de combustível queimado. Para reduzir as emissões de  $\text{NO}_x$ , todos os motores em novos navios devem respeitar um limite máximo de emissão de  $\text{NO}_x$  permitido pela

regra 13 do anexo VI da MARPOL e emitir Certificado Internacional De Prevenção Da Poluição do Ar (IAPP) (SOLEM et al., 2012).

Outros fatores que devem ser levados em consideração ao selecionar os motores são o peso, o tamanho, o conhecimento prévio do armador do navio com o sistema e os fabricantes de componentes, necessidade de treinamento de tripulação, velocidade de serviço, manobrabilidade e perda mínima de espaço de carga. A concepção de um novo sistema de maquinaria é tipicamente feita considerando um conceito tradicional como base e por estudos cuidadosos do perfil operacional do navio e das opções de máquinas disponíveis.

O principal consumidor de energia é geralmente o sistema propulsor, que pode ser de diferentes tipos. As hélices podem ter passo fixo ou variável. Tanto motores síncronos (velocidade de rotação é proporcional à frequência da alimentação) como assíncronos (velocidade de rotação é independente da frequência da alimentação) são usados para propulsão, onde os motores síncronos são usados para as mais altas potências. Normalmente para navios como os grandes *ferries* ou os navios de cruzeiro, que têm um par de hélices principais e vários propulsores menores, o motor síncrono é usado para propulsão principal e motores assíncronos são usados para propulsores menores. Outros navios com vários propulsores de tamanho médio podem ter impulsão por motor assíncrono em todos os propulsores. O Cicloconversor (*Cycloconverter*), o Inversor Fonte de Corrente (CSI) e o Conversor Fonte de Tensão (VSC) são os conversores mais comuns na indústria naval. Podem ser utilizadas todas as combinações de hélices, motores de propulsão e conversores, mas hoje a velocidade variável e os hélices de passo fixo são mais comuns e na prática os Conversores Fonte de Tensão (VSC) com Modulação por Largura de Pulso (PWM) são usados com motores assíncronos e os CSI ou Cicloconversores são usados com motores síncronos (ALVES, 2007).

Outros consumidores podem ser motores de bombas, compressores, etc., principalmente com motores assíncronos de velocidade fixa ou variável, e a rede de distribuição de baixa tensão para sistemas auxiliares e carga hoteleira. Para navios de cruzeiro a carga hoteleira pode consumir grande parte da potência instalada. Contudo, a propulsão é normalmente o principal consumidor.

Para navios-tanque a demanda de potência de propulsão também é a carga dominante. No entanto, bombas de grandes potências podem ser instaladas, mas são normalmente utilizadas para carregar ou descarregar quando o navio está no porto ou em posicionamento dinâmico e a potência de propulsão é baixa.

Já em relação a propulsão, um conceito que tem sido bem difundido na última década é a propulsão tipo pod. Especialmente navios de cruzeiro e quebra-gelo encontraram neste tipo de propulsor uma situação benéfica. Neste sistema o motor elétrico situa-se dentro de um pequeno casco submerso, com uma linha de eixo muito curta até o hélice. O propulsor pode girar 360° livremente, os sinais de energia são transmitidos por uma unidade *slipring*, que é um dispositivo que transmite eletricidade de um local sem rotação para um com rotação. Os propulsores substituem o leme convencional (PEREIRA 2007). Na figura 4, pode-se observar um esquema de posicionamento de um propulsor tipo pod.

Algumas vantagens do propulsor tipo pod:

- Maior manobrabilidade já que o propulsor pode ser girado em todas as direções.
- No caso de navios enormes, dois ou mais propulsores, os quais são independentes entre si, podem ser utilizados. Isto proporciona manobras mais precisas.
- Economiza-se muito espaço na praça de máquinas já que não existe motores, eixos e outros arranjos. O espaço economizado pode ser utilizado para mais carga do navio.
- O sistema pode ser posicionado embaixo do navio promovendo desta forma mais eficiência do que o sistema convencional.
- Vibrações e barulho menores do que no sistema convencional

Algumas desvantagens:

- Sistema tipo pod requer um custo inicial elevado.
- Um grande número de motores diesel é necessário para a produção necessária de energia
- Há uma limitação da potência produzida pelo motor. Atualmente as potências mais elevadas disponíveis estão na faixa dos 21 MW.

- Não pode ser instalado em grandes navios com grandes capacidades de carga os quais precisão de muita potência e grandes geradores.

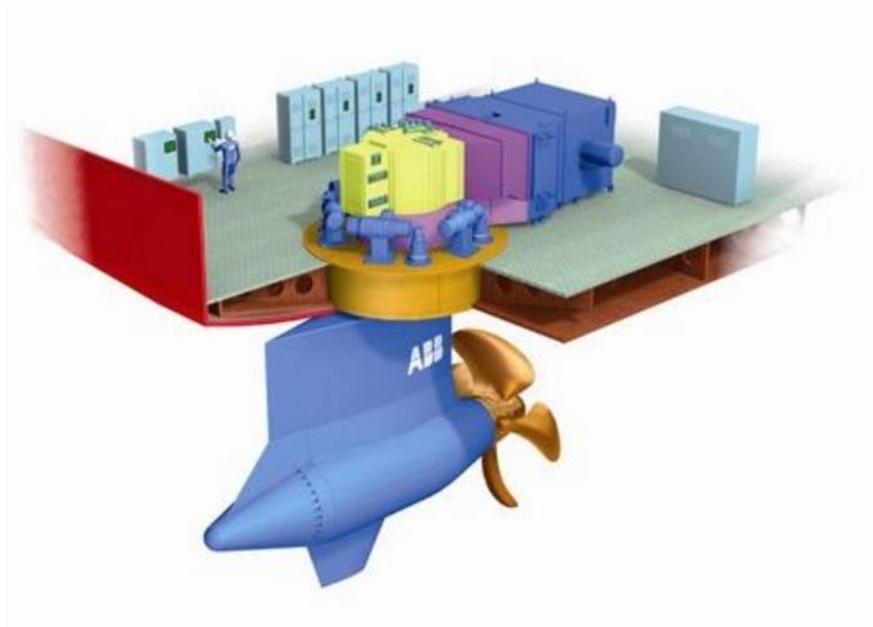


Figura 4 - Propulsor tipo pod (Fonte: ABB).

A principal desvantagem de um conjunto gerador baseado em motores de combustão é uma baixa taxa de eficiência devido às múltiplas conversões de energia. Uma maneira de aumentar a relação custo-benefício do sistema em geral é usando um motor de combustão de frequência de rotação variável (KHAVATOV e DAR'ENKOV, 2016). A economia de combustível, neste caso, é obtida da seguinte forma: para cada valor de carga, é selecionada uma frequência de rotação de eixo ótima no motor de combustão, o que corresponde ao consumo de combustível específico mais baixo.

Um diagrama funcional do sistema proposto para uma unidade baseada num motor de combustão com frequência de rotação variável é mostrado na figura 5.

O sistema em questão (figura 5) é equipado com um motor de combustão (*combustion engine*), um gerador (G, *generator*), conversores de frequência (FC1, FC2, *frequency converters*) e um motor elétrico de propulsão (M). O otimizador de frequência de rotação (RFO do inglês *rotation frequency optimizer*) determina a ótima frequência de rotação para o eixo do motor de combustão em termos do consumo de combustível. O RFO forma um sinal de saída de acordo com o algoritmo predefinido na sua memória e, dependendo dos sinais de saída da unidade de computação de potência de carga (LCU, do inglês *load power computing unit*) e do detector de frequência de

rotação do motor de combustão (FD1 do inglês *frequency detector*), a LCU calcula a potência de carga com base nos sinais provenientes dos detectores de corrente (CD1, CD2, do inglês *current detectors*) e detectores de tensão (VD1, VD2, do inglês *voltage detectors*). De acordo com a velocidade de movimento requerida pelo navio, o ajustador de frequência (FS, do inglês *frequency setter*) forma um sinal que define a frequência da tensão de saída em FC1 e, portanto, define a frequência de rotação do motor elétrico que alimenta o propulsor. A unidade de regulação de frequência (FRU, do inglês *frequency regulaing unit*) forma um sinal para controlar a frequência em FC1 com base nos sinais de FS e do detector de frequência de rotação do motor elétrico (FD2). Assim, FC1 funciona como um elemento de correspondência entre G e os motores de combustão, que operam a diferentes frequências de rotação. Para alimentar os consumidores de energia elétrica a bordo, há FC2 na saída de G, que proporciona tensão e frequência elétrica adequadas ao navio.

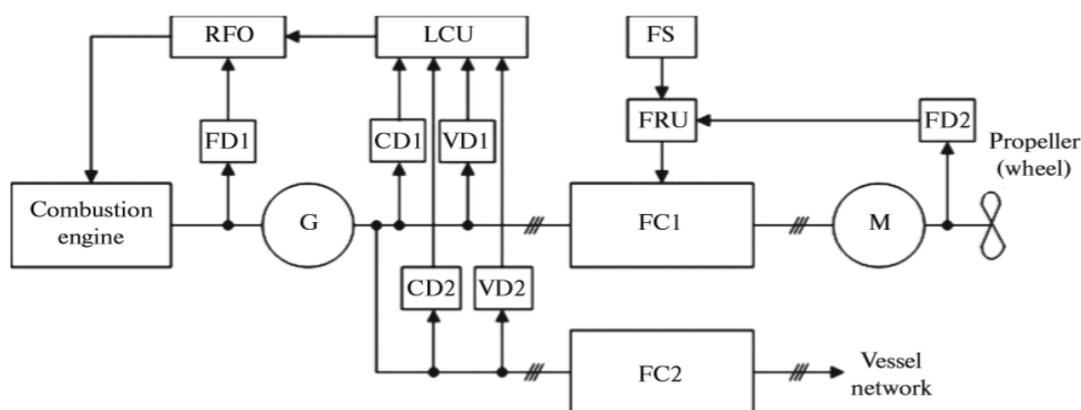


Figura 5- Diagrama funcional do sistema de geração de energia com um motor de combustão de frequência de rotação variável (Fonte: Khvatov et al., 2016).

A principal vantagem da propulsão diesel-elétrica é o ajuste de velocidade da hélice independentemente da rotação do motor diesel (motor que faz girar o gerador). O ajuste da rotação do propulsor é determinado pela velocidade do motor elétrico. Assim, o motor principal trabalha em uma velocidade constante movimentando um gerador que fornece a energia ao motor elétrico. O controle de velocidade do motor elétrico pode ser realizado através do inversor de frequência aplicado ao motor.

Outra característica do sistema diesel-elétrico é o alto torque em baixas velocidades e sistemas de transmissão mais suave, bastante utilizados por navios

quebra-gelo (PEREIRA, 2007). Em relação a manutenção, a propulsão elétrica apresenta menores custos se comparado com o sistema diesel-mecânico.

Em relação ao aspecto técnico, a propulsão elétrica oferece vantagens em termos de manobrabilidade, controles automáticos, maior capacidade de reversão dos motores, dispensa caixa de engrenagens, pouco ruído e vibração no eixo do propulsor.

A melhora da manobrabilidade ocorre pelo fato de que o motor elétrico proporciona um melhor controle da rotação do hélice e por mudar rapidamente o sentido de rotação desta, o que reduz a distância e o tempo de parada, principalmente nas manobras de parada de colisão. Navios com propulsão diesel-mecânica convencional podem esperar até 30 segundos para parar o motor e iniciar a reversão em outra direção. Por exemplo, pode-se falar do trimaran *RV Triton*, navio da marinha inglesa com propulsão diesel-elétrica, que precisa de apenas 5 vezes seu comprimento para parar em manobra de colisão quando está na velocidade máxima de serviço de 22 nós. Mas com propulsão diesel-mecânica essa distância é de até 10 vezes mais. Em estudos recentes com navios diesel-elétricos maiores, demonstraram uma redução de 30% a 50% na parada de colisão em relação à propulsão convencional. Em geral, um navio com esse tipo de sistema de propulsão tem um diâmetro tático 40% menor do que um navio com propulsão convencional (PEREIRA, 2007).

No entanto, há algumas desvantagens dos sistemas elétricos, uma delas é a atenção com segurança no uso de dispositivos elétricos. É necessário que todas as pessoas envolvidas na operação e manutenção desses dispositivos estejam conscientes e preparadas para os riscos desses sistemas. Portanto, é importante que a equipe esteja preparada para trabalhar com acidentes que possam ocorrer. Vale salientar que não se trata apenas de instalar sistemas de propulsão mais modernos, mas também é necessário treinar e preparar a tripulação com novas tecnologias. Outra desvantagem está no maior custo de aquisição dos dispositivos do sistema diesel-elétrico em relação sistema diesel convencional, e mais peso em relação motor diesel (PEREIRA, 2007).

A figura 6 mostra um esquema da propulsão mecânica em comparação com a propulsão elétrica. No sistema de propulsão mecânica, os motores de combustão principais são acoplados diretamente às hélices. Neste tipo de propulsão normalmente usa-se motores de combustão auxiliares para gerar energia elétrica. Em contrapartida, no sistema de propulsão elétrica, os motores que compõe os grupos geradores que

alimentam o sistema propulsivo, são os mesmos que fornecem a carga elétrica de serviço do navio.

Existem algumas linhas de pesquisas que estão tentando utilizar o ponto de operação ótimo do gerador e armazenar essa energia em um conjunto de baterias. Essa tecnologia que combina um motor primário e armazenamento de energia é usada com sucesso em veículos da indústria automotiva e tem demonstrado contribuir para a redução das emissões de CO<sub>2</sub> (DEDES et al., 2010). O conceito de energia armazenada a bordo de navios foi estabelecido desde a Segunda Guerra Mundial, onde os submarinos usavam energia elétrica para propulsão quando submersos, onde a operação de motores a diesel não era possível, que nada mais é do que um tipo de sistema híbrido (BARCELLOS, 2012). Tipicamente, a otimização de motores diesel navais tem como objetivo reduzir o consumo de combustível para um único ponto de operação.

O que define um sistema propulsor como híbrido é a possibilidade de se operar em modos de geração ou utilização de potência de forma distinta ou combinada, que podem ser utilizados normalmente; ou seja, sem que seja uma operação de emergência.

Na navegação comercial um tipo de sistema híbrido já vem sendo utilizado ultimamente em algumas embarcações especiais como navios que necessitam notação de classe de Propulsão Redundante, como forma de dispositivo emergencial de propulsão e governo (o chamado take-me-home), onde os grupos geradores de bordo podem alimentar a propulsão principal através da inversão do gerador de eixo, que passa a atuar como motor elétrico.

Este sistema se mostra uma alternativa bastante interessante para embarcações cujo perfil operacional alterne momentos de alta e de baixa demanda de potência propulsiva, de embarcações que precisem de grande redundância de propulsão, mas nas quais a utilização de propulsão diesel-elétrica não seria eficiente, e de embarcações que possuam mais de um perfil operacional distinto. O sistema híbrido atualmente possui um grande potencial de utilização especialmente devido à maior disseminação de sistemas de controle eletrônico embarcados. Por ser um sistema intermediário entre a propulsão diesel-mecânica e a propulsão diesel-elétrica, o sistema híbrido combina os benefícios de cada um dos dois tipos de forma a trabalhar sempre com a maior eficiência possível.

Como mencionado anteriormente, os motores navais operam em condições de constante mudança devido às ondas e ao vento e também devido às alterações de velocidade durante uma determinada viagem. Assim, os motores de propulsão não funcionam no seu ponto ótimo e, como resultado, o consumo específico de combustível é aumentado (MAN Diesel, 2009). Com isso, o objetivo do sistema híbrido é tentar otimizar a eficiência tanto dos motores diesel, quanto dos geradores elétricos com os vários perfis operacionais da embarcação.

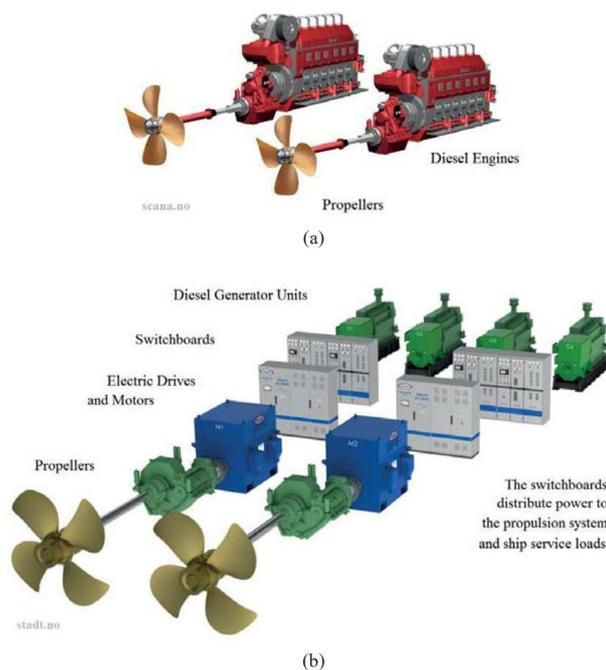


Figura 6 - (a) Propulsão mecânica - (b) Propulsão elétrica.

No sistema híbrido a propulsão é realizada por uma combinação de potência mecânica, fornecida por motores a diesel, e potência elétrica, fornecida por motores elétricos, o que garante ao navio uma ampla capacidade operacional, fornecendo a quantidade certa de potência e torque para a hélice em cada perfil operacional. A figura 7 mostra um diagrama típico de um navio com sistema híbrido.

Devido à grande variação nos modos operacionais do sistema híbrido, desenvolvidos para uma demanda de energia flexível, consegue-se uma planta com ótima capacidade operacional e fornecendo rápidas respostas ao sistema, como por exemplo:

- O propulsor pode ser acionado pelo motor diesel e/ou pelo motor elétrico, resultando num sistema de propulsão altamente redundante e confiável.
- O motor diesel e o propulsor podem operar com rotações diferentes, enquanto que a frequência e a tensão da rede são fixas e estáveis.

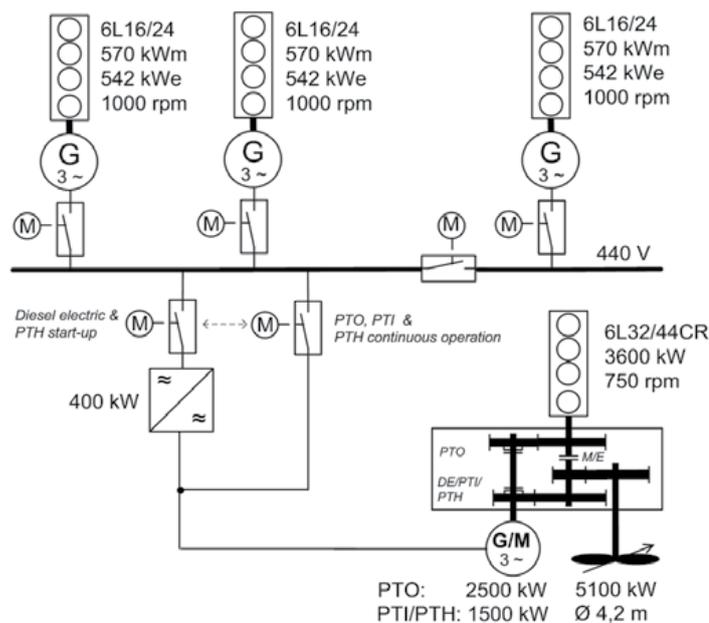


Figura 7 - Diagrama de uma planta energética em um navio com sistema híbrido (Fonte: MAN).

- Redução dos custos operacionais devido à possibilidade de operar os motores principais e os grupos geradores numa faixa em que a potência necessária ao sistema é proporcionada por uma combinação de motores que funcionam perto ou no ponto ótimo, com consumo mínimo específico de óleo.
- Como resultado de uma melhora na eficiência da planta, não só o consumo de óleo combustível é menor, mas também são reduzidas as emissões relacionadas à queima dos combustíveis (TURNOCK et al., 2011), uma vez que há menos combustão incompleta, que ocorre intensamente nos motores de baixa carga.
- Dependendo dos modos de funcionamento do navio, os motores principais e os motores auxiliares funcionam menos horas por ano e, quando em funcionamento, em cargas mais elevadas. Ambos levam a uma menor necessidade de manutenção.

Devido a maior complexidade do sistema de transmissão de torque ao propulsor, como múltiplas ramificações da caixa de engrenagens, este tipo de sistema propulsivo

está suscetível a geração de ruídos e vibrações mais complexas do que um sistema diesel-mecânico puro. (XIAO et al., 2016). Junta-se a isto o fato de que a vibração dos eixos de propulsão do navio afeta diretamente o desempenho e a segurança do navio e da tripulação.

#### 4 SISTEMA DE PROPULSÃO DIESEL-ELÉTRICO.

O sistema de propulsão diesel-elétrico consiste basicamente de um grupo de geradores elétricos movidos a diesel que alimentam os propulsores da embarcação, painéis elétricos e cabos de transmissão. Este tipo de propulsão é usado em embarcações que necessitam de um alto grau de confiabilidade e redundância na operação, ou seja, embarcações que operam em *Dynamic Positioning* (Posicionamento Dinâmico - doravante chamando DP) e exigem alto grau de manobrabilidade.

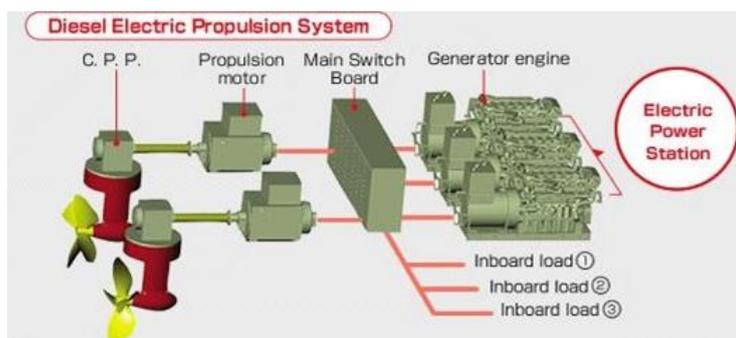


Figura 8 - Sistema de Propulsão Diesel-Elétrico (Fonte: France Pêche).

Devido à natureza da eletricidade o Sistema de Propulsão Diesel-Elétrico (doravante chamando sistema elétrico) detém vantagens únicas que fazem dele um sistema muito versátil, que são elas:

- Flexibilidade no projeto

Os equipamentos do sistema elétrico não precisam estar no mesmo compartimento e podem ser distribuídos pelo navio pois são modulares. As máquinas maiores, como os geradores elétricos podem ser instalados mais próximos do convés principal, diminuindo os volumes ocupados pelas tubulações de admissão e de exaustão dos motores, podem até ser

posicionados mais próximo dos tanques de combustível, diminuindo assim a perda de carga nas tubulações de combustível.

A descentralização dos equipamentos de propulsão também é importante para otimizar os espaços para transporte de carga e principalmente em caso de alagamento de algum compartimento a bordo, pois não compromete todo o sistema, que além de estar em diferentes compartimentos são necessariamente redundantes. A figura 9 mostra uma economia de espaço do navio de baixo em relação ao de cima. O de baixo mostra o arranjo de praça de máquinas com os geradores no convés superior e apenas os motores elétricos conectados as propulsores no convés inferior

- Baixos níveis de manutenção  
Nos navios com propulsão elétrica não é necessário a utilização de motores auxiliares, toda demanda de energia a bordo é atendida pelos motores principais, o que implica em um menor número de equipamentos e mais ganho de espaço e versatilidade nas variações de demanda. Por exemplo: em condições de baixa demanda, alguns dos motores podem ser desligados e podendo ser rapidamente ligados quando houver necessidade.
- Reduzido número de tripulantes.  
Existe uma tendência de substituição dos sistemas pneumáticos, mecânico e hidráulicos, devido a uma propagação dos sistemas auxiliares e acessórios alimentados por energia elétrica. Facilitando o controle a distância e conseqüentemente diminuindo o número de tripulantes e de acomodações.
- Redução da vibração.  
Devido à ausência de alinhamento de eixo com motores principais, nem a utilização de engrenagem redutoras, pois a rotação do propulsor pode ser regulada pelo conversor de frequência.
- Baixo nível de emissões.  
Pois os geradores operam sempre nos pontos de projeto.

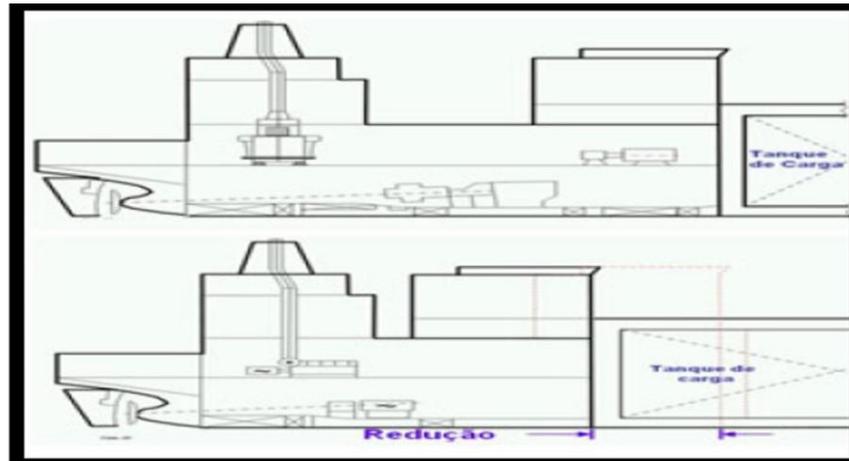


Figura 9 - Arranjo de equipamentos em praça de máquinas (Fonte: ALVES, 2007, p. 25).

Atualmente, a maioria dos PSVs utilizam este sistema, onde geradores elétricos alimentam os propulsores azimutais de popa e proa, bem como os *Bow Thruster*, que são propulsores laterais localizados na vante da embarcação, um esquema é mostrado na figura 10:

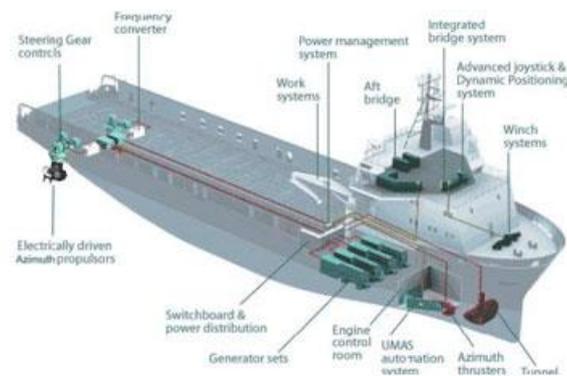


Figura 10 - Esquema de um PSV diesel-elétrico (Fonte: Power Master).

É possível notar os propulsores azimutais de ré que neste tipo de sistema são fixos, e o propulsor azimutal de proa que é retrátil, também é mostrado o *Bow Thruster*, os quadros de distribuição, as linhas de transmissão e o grupo gerador.

## 5 SISTEMA DE PROPULSÃO HÍBRIDO (DIESEL-ELÉTRICO + DIESEL MECÂNICO)

O Sistema Diesel-Elétrico-Mecânico (doravante chamado de sistema híbrido), é um sistema que, quando em situações de cruzeiro, é impulsionado por motores a diesel (propulsão mecânica) conectados a uma caixa redutora; quando está em situações de posicionamento dinâmico a caixa redutora é desacoplada e os motores passam a acionar dois geradores de eixo que combinados com os geradores diesel geram energia elétrica para os propulsores azimutais retráteis de popa e de proa e os propulsores de túnel. Um esquema é mostrado na figura 11.

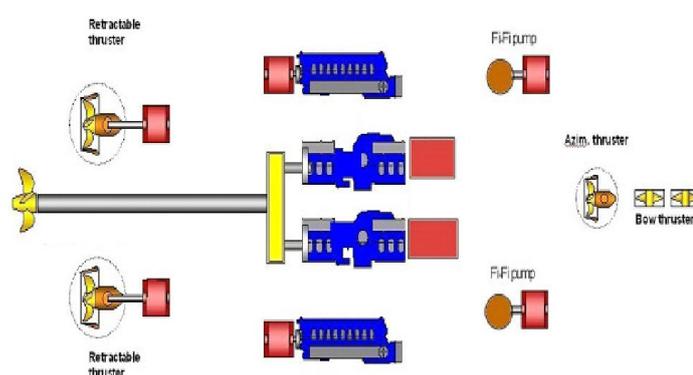


Figura 11 - Esquema de equipamentos de propulsão de um PSV híbrido (Fonte: Wartsila).

Pode-se observar que neste sistema, não há grande ociosidade de potência instalada, uma vez que os motores diesel ora vão estão fornecendo energia mecânica aos geradores de eixo, ora à caixa redutora. No momento em que a embarcação está em posicionamento dinâmico parte da potência dos propulsores vem

dos geradores de eixo e parte vem dos geradores diesel. Ou seja, é um sistema que apresenta alto grau de integração entre os diversos itens e bastante dinâmico; e que apesar de parecer mais complexo, e ter mais equipamentos do que o sistema elétrico, emprega equipamentos mais baratos (pois tem potências menores) e custo de manutenção menor e mais simples. Bem diferente de algumas embarcações, que apesar de a propulsão principal ser mecânica possuem algum motor elétrico a bordo que é alimentado pelos geradores auxiliares e pode ser usado em algumas situações bem específicas ou em caso de emergência.

O sistema funciona basicamente da seguinte forma: quando a embarcação está em cruzeiro os dois motores diesel acoplados à caixa redutora, acionam uma única linha de eixo que faz gira um hélice de passo controlável e grande diâmetro. Enquanto isso toda a demanda de energia elétrica das acomodações, e dos sistemas do navio, é suprida pelos geradores auxiliares ou pelos geradores de eixo (que também estão acoplados aos motores diesel).

Quando a embarcação passa a fazer alguma operação de posicionamento dinâmico os dois motores diesel são desacoplados da caixa de engrenagens e passam a alimentar exclusivamente os geradores de eixo. Enquanto isso a embarcação passa a operar com os grupos-geradores que alimentam os propulsores de túnel e os propulsores azimutais retráteis de popa e proa que acabaram de ser baixados. Após o fim da operação de DP, os propulsores retráteis voltam para suas posições iniciais e a embarcação reiniciam a propulsão diesel-mecânica.

Apesar de não apresentar as vantagens de um sistema totalmente elétrico, o sistema híbrido é muito adaptável as circunstâncias, distinguindo bem as situações de alta necessidade de controle e segurança na operação e nas situações onde só é necessária propulsão “bruta”. Sem falar nas melhorias hidrodinâmicas com mudança no projeto do casco, que neste sistema passa a ter apenas um propulsor de diâmetro grande e central, permitindo que as linhas de popa sejam otimizadas para um melhor fluxo como observado na figura 12 (BARCELLOS, 2012, p. 4). E também, um único propulsor com maior diâmetro e menor velocidade é mais eficiente do que dois propulsores de menor diâmetro e que possuam uma maior velocidade de rotação (SCHNEEKLUTH e BERTRAM, 1998; CARLTON, 2007). Somando-se a isso, o casco passa a ter menos apêndices quando não apresenta os dois propulsores azimutais fixos

presentes nos PSVs diesel-elétricos, e a redução dos apêndices é outra razão para melhor eficiência (SCHNEEKLUTH e BERTRAM, 1998).

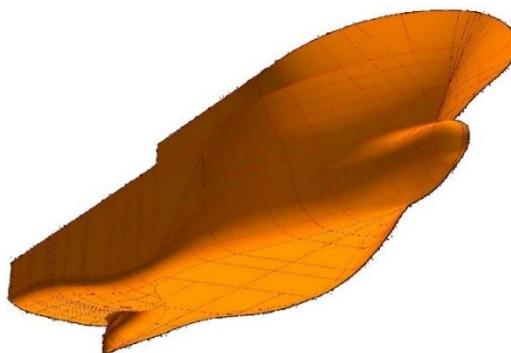


Figura 12 - Casco de PSV com sistema de propulsão híbrido. Nota-se a popa projetada para receber apenas um propulsor (Fonte: Wartsila).

Devido a sua flexibilidade o sistema híbrido oferece uma série de modos operacionais voltados para as diversas possibilidades do perfil operacional e assim poder usar o máximo possível da potência instalada na melhor eficiência. A seguir será mostrado algumas possibilidades operacionais de um sistema híbrido hipotético com dois geradores produzindo 1500 kW de eletricidade, cada, um gerador de eixo de 2500 kW e um motor diesel de 6500 kW de potência:

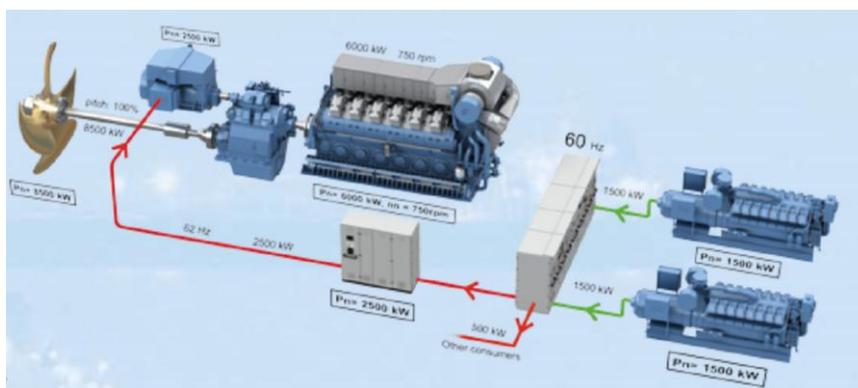


Figura 13 - Modo de operação Boost mode (Fonte: Rolls Royce).

O modo de operação mostrado na figura 13 é usado para obter a máxima velocidade e empuxo, com a potência do conjunto de geradores auxiliares para propulsão. O gerador de eixo funciona como um motor com uma potência de 2.500 kW atuando em paralelo com o motor diesel principal 6.000 kW. Isto dá uma potência total de 8.500 kW no eixo do propulsor.

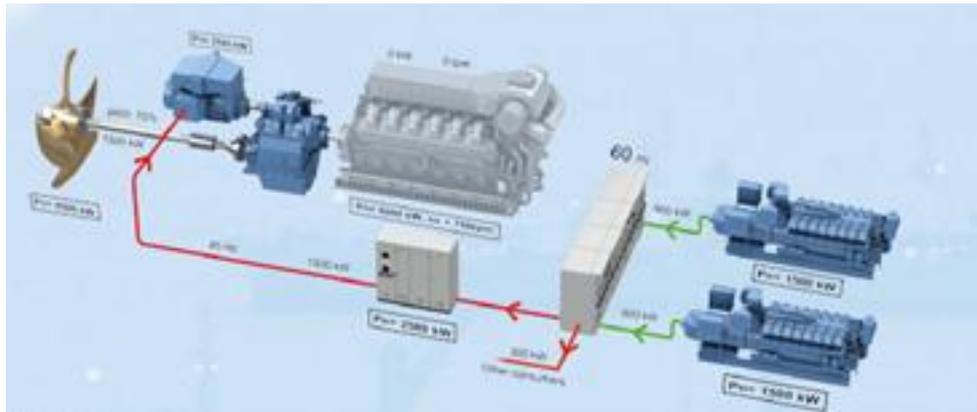


Figura 14 - Modo de operação Diesel-elétrico (Fonte: Rolls Royce).

Para as embarcações em modo de espera ou de espera no porto (figura 14), modo diesel-elétrico é um cenário econômico que não requer o motor principal. Os dois geradores auxiliares funcionam a baixa potência e fornecem 900 kW cada um para o sistema. Neste caso, 300 kW é utilizado para cargas de hotéis e 1.500 kW está disponível para a propulsão. Neste modo, o gerador de eixo está sendo executado como um motor elétrico.



Figura 15 - Modo de operação Paralelo (Fonte: Rolls Royce).

Neste modo (figura 15) a potência necessária para propulsão e demanda do hotel excede o disponível apenas por um gerador. Com o motor principal trabalhando em cerca de metade da potência e o gerador de eixo fornecendo 500 kW ao sistema elétrico em paralelo com um gerador auxiliar.

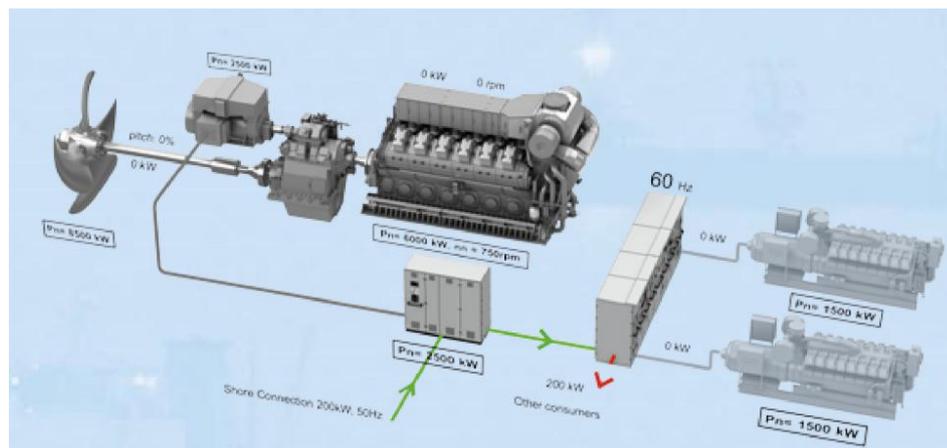


Figura 16 - Modo de operação conectado em terra (Fonte: Rolls Royce).

O modo de operação mostrado na figura 16 é usado quando o navio está atracado no porto e quando a opção de energia elétrica está disponível no porto. Neste modo, toda a demanda de energia a bordo é suprida pela energia gerada em terra, evitando assim emissões e queima de combustível. Pode ser usada para fazer alguma eventual manutenção nos equipamentos.

## 6 COMPARAÇÃO ENTRE O SISTEMA HÍBRIDO E O SISTEMA MECÂNICO

Uma das razões para a utilização de propulsão elétrica para OSVs (Offshore Supply Vessel) são as grandes variações no perfil de carga dos propulsores. A capacidade total do motor tem de ser dimensionada de modo a atingir a velocidade de projeto do navio, ou a capacidade de posicionamento dinâmico nas piores situações de mar. Como a maioria dos navios *newbuild* são classificados como DP 2, a potência total instalada pode ser muito mais elevada do que o requerido para cargas médias. Segundo a IMO DP classe 2 é o seguinte:

Capacidade de manter a posição caso uma falha de algum componente do sistema ocorra: geradores, propulsores, quadros de distribuição etc. Mas pode ser suscetível a falha por componentes estáticos como cabos, encanamento ou válvulas manuais.

Atualmente, a propulsão elétrica tem demonstrado redução substancial de combustível, em comparação com propulsão mecânica direta em OSVs para situações de baixa carga. A figura 17 mostra uma comparação entre um propulsor de velocidade fixa e passo variável com um propulsor de velocidade variável e passo fixo. É possível notar que o sistema elétrico é mais eficiente do que o sistema diesel-mecânico puro para

baixas cargas no propulsor. Como resultado disto, juntamente com uma crescente conscientização sobre os custos operacionais e as emissões ambientais, uma grande parte da frota OSV agora é especificada pelas companhias petrolíferas e fretadores para ser equipado com propulsão elétrica.

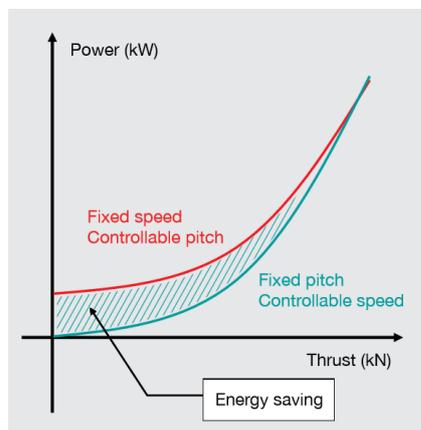


Figura 17 - Comparação entre um propulsor de velocidade fixa e passo variável com um propulsor de velocidade variável e passo fixo (Fonte: MYKLEBUST et al.).

A propulsão elétrica também proporciona a vantagem para a utilização ótima dos geradores diesel através de um certo número de motores de baixa potência, em comparação com a utilização de um número menor de unidades de maiores potências. Dependendo da carga, o arranque e paragem dos motores produz melhor fornecimento de potência e, assim, reduz o consumo de combustível pelo fato de apenas a energia necessária está sendo produzida. A figura 18 ilustra bem este fato.

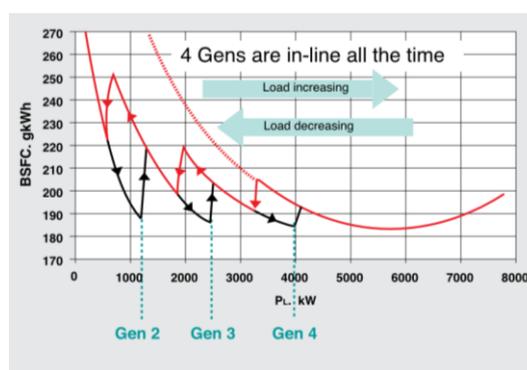


Figura 18 - Consumo de combustível por kWh de energia produzida (Fonte: MYKLEBUST et al.).

É possível notar na figura 18 que a medida que a potência fornecida se aproxima de 1000 kW, vai se aproximando do ponto de operação ótimo do gerador 1 (curva preta)

e com isso o consumo de combustível por kWh de energia produzida vai diminuindo, em outras palavras a energia está sendo produzida de forma mais eficiente. Até o momento em que o gerador 2 precisa entrar em operação e a eficiência global da produção de energia diminui um pouco até o ponto onde o gerador começa a entrar no ponto ótimo de operação. O mesmo acontece para os geradores 3 e 4.

Já no momento em que os geradores estão sendo desligados ocorre o inverso (curva vermelha), toma-se como exemplo a faixa de demanda de energia em torno de 4000 kW, neste momento todos os geradores estão em operação e a demanda de energia está diminuindo, logo o gerador 4 está se afastando do ponto ótimo devido e a sua eficiência está diminuindo. No instante em que o mesmo pode ser desligado a eficiência global é aumentada e o processo se repete para os demais geradores.

No entanto, quando se fala da eficiência do sistema envolvida na transmissão da energia nos sistemas elétricos e mecânicos, pode-se encontrar grandes variações. Por exemplo, as perdas de transmissão por parte do sistema elétrico podem chegar a 10%, já na transmissão por linha de eixo as perdas giram em torno de 3%, como é possível observar na figura 19. Apesar de grande parte da frota de PSVs empregar um sistema que não é o mais adequado para navegação em mar aberto, é uma situação que deve ser aceita devido à maior redundância oferecida pela propulsão elétrica. Mas esse quadro pode ser melhorado caso seja adotado um sistema de propulsão híbrido, nas situações de navegação livre um sistema de propulsão por linhas de eixo entraria em atividade reduzindo consideravelmente as perdas durante grande parte do tempo do perfil operacional.

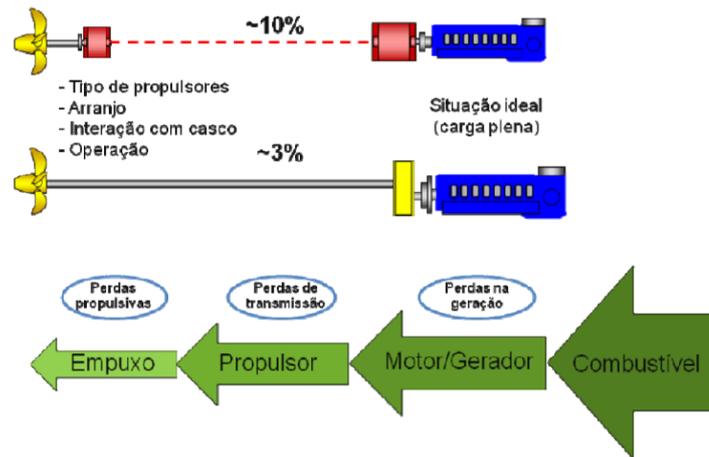


Figura 19 - Perdas de transmissão (Fonte: Wartsila).

## 7 CÁLCULO DA POTÊNCIA INSTALADA

Primeiramente é preciso definir as condições de operação do PSV em estudo. O PSV irá operar na Bacia de Campos e terá um perfil operacional como o mostrado na figura 20:



Figura 20 - Perfil Operacional - PSV.

Definido o tempo que o navio passará em cada uma das operações é necessário definir as dimensões e características principais da embarcação. As dimensões escolhidas foram com base no PSV: VS 485 MK III L da WÄRTSILÄ. Que é um dos projetos típicos da empresa. As características seguem na tabela 1:

*Tabela 1 - Características Principais da Embarcação Escolhida.*

CARACTERÍSTICA	DIMENSÃO
<b>LOA</b>	90,40 m
<b>LPP</b>	82,50 m
<b>BOCA</b>	20,00 m
<b>PONTAL</b>	8,60 m
<b>CALADO DE VERÃO</b>	7,05 m
<b>PESO MORTO</b>	5700 toneladas
<b>VELOCIDADE MÁXIMA</b>	15,3 nós
<b>VELOCIDADE DE SERVIÇO</b>	12,0 nós
<b>TRIPULAÇÃO</b>	25

Em seguida foi necessário obter a Resistência ao Avanço da embarcação, que será calculada através do método proposto por HOLTROP, 1984. Que consiste em método de predição de potência no qual é baseado em uma análise de regressão de testes aleatórios de modelos reduzidos e de escala real. É um método restrito para velocidades com o número de Froude abaixo de 0.5. Este método fornece resultados bem satisfatórios para o nosso propósito, que é determinar a resistência total do navio e seus fatores de esteira  $w$  e de perda de empuxo  $t$ . Que resulta na seguinte expressão para a resistência total:

$$R_T = R_F * (1 + k_1) + R_{APP} + R_W + R_B + R_{TR} + R_A \quad (1)$$

Onde:

$R_F$  – Resistência devido a Fricção;

$(1 + k_1)$  – Fator de Forma;

$R_{APP}$  – Resistência de Apêndices;

$R_W$  – Resistência de Ondas;

$R_B$  – Resistência de Pressão devido ao Bulbo;

$R_{TR}$  – Resistência Adicional;



dinâmico. Para dimensionar os hélices serão utilizadas as *Wageningen B-Series Propellers* (BERNITSAS et al., 1981).

As características de águas abertas de 120 modelos de propulsores da série-B foram testadas e analisadas por regressão de polinômios. As derivadas polinomiais por regressão múltipla expressam os coeficientes de empuxo ( $K_T$  – eq. 6) e de torque ( $K_Q$  – eq. 7) em termos de número de pás ( $Z$ ), razão de áreas das pás ( $A_E/A_O$ ), razão passo diâmetro ( $P/D$ ) e do coeficiente de avanço ( $J$ ) (BERNITSAS et al., 1981).

Convencionalmente as características de águas abertas dos propulsores são dadas em função de  $K_T$ ,  $K_Q$  e  $J$ , onde:

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

$$K_Q = \frac{Q}{\rho * n^2 * D^5} \quad (3)$$

$$J = \frac{V_A}{n * D} \quad (4)$$

$$V_A = V_S * (1 - w) \quad (5)$$

Onde:

$T$  – Empuxo do propulsor;

$Q$  – Torque do propulsor;

$\rho$  – Densidade do meio fluido;

$n$  – Número de revoluções do propulsor por segundo;

$D$  – Diâmetro do propulsor;

$V_A$  – Velocidade de avanço;

$w$  – Coeficiente de esteira;

As derivadas polinomiais resultam em, para o número de Reynolds  $R_n \leq 2 * 10^6$ :

$$K_T = \sum_{s,t,u,v} C_{s,t,u,v}^T * (J)^s * (P/D)^t * (A_E/A_O)^u * (Z)^v \quad (6)$$

$$K_Q = \sum_{s,t,u,v} C_{s,t,u,v}^Q * (J)^s * (P/D)^t * (A_E/A_O)^u * (Z)^v \quad (7)$$

Onde os coeficientes  $C_{s,t,u,v}^T$ ;  $C_{s,t,u,v}^Q$  e  $s, t, u, v$  são dados no anexo A. Enquanto as restrições da série-B são mostradas abaixo:

$$2 \leq Z \leq 7 \quad (8)$$

$$0,3 \leq A_E/A_O \leq 1,05 \quad (9)$$

$$0,5 \leq P/D \leq 1,40 \quad (10)$$

O processo para escolha do propulsor é um processo iterativo, que consome bastante tempo. Onde é necessário analisar várias famílias de propulsores (razão de área expandida) e várias razões de passo-diâmetro. Por este motivo será usada uma planilha de Excel que faz uma análise dos propulsores possíveis para determinada razão de área expandida e escolhe o propulsor mais eficiente para determinada razão passo-diâmetro.

Para o sistema elétrico serão utilizados dois propulsores com 2,8 metros de diâmetro, com 4 pás, que é um arranjo bastante comum entre os PSVs elétricos. Após várias análises de razão de área expandida a planilha retornou que o valor de  $A_E/A_O = 0,6$  é o mais eficiente. Na tabela 3 são mostrados os parâmetros de entrada e os resultados são mostrados na tabela 4:

Tabela 3 - Parâmetros de entrada da seleção do propulsor.

Input Parameters			Calculated Parameters		
Parameter	Value	Units	Parameter	Value	Units
Vessel Speed	12,000	Knots	Speed of Advance	5,252	m/s
Length L	90,400	m	Thrust Required by Propeller	93,956	kN
Draft, T	7,090	m	Propeller Number	2	
Total Resistance, R <sub>T</sub>	166,080	kN	Thrust Required	187,912	kN
Head of Water (immersion)	4,700	m	Maximum Propeller Diameter	2,800	Metres
Propeller Blade Number, Z	4		Propeller RPS, n		s <sup>-1</sup>
Wake Fraction, w	0,149		Resultant Velocity V <sub>R</sub>	5,25	m/s
Thrust Deduction Fraction, t	0,116		Reynolds Number	4,06E+06	corrected
Kinematic Viscosity (SW)	1,18831E-06	m <sup>2</sup> /s	Blade Area Ratio (Keller/Burrill)	0,600	
Water Density, ρ	1,025	t/m <sup>3</sup>	Hydrostatic Pressure, p <sub>atm</sub> +ρgh	148,560	kN/m <sup>2</sup>
Atmospheric Pressure, p <sub>atm</sub>	101,3	kN/m <sup>2</sup>			
Vapour Pressure, p <sub>v</sub>	2,2914	kN/m <sup>2</sup>			
Block Coefficient (C <sub>b</sub> )	0,635				
Water Plane Area Coef (C <sub>wp</sub> )	0,792				
k	0,20				

Tabela 4 - Dados obtidos do propulsor.

P/D	J	K <sub>Q</sub>	η <sub>o</sub>	n (rps)	N (RPM)	Q (kN-m)	P <sub>D</sub> (kW)	P <sub>D</sub> (hp)
0,5	0,401	0,008604	50,42%	4,68	280,89	33,266	978,5	1312,2
0,6	0,461	0,011541	57,28%	4,07	244,11	33,700	861,5	1155,2
0,7	0,518	0,015366	61,19%	3,62	217,06	35,475	806,3	1081,3
0,8	0,573	0,020097	63,15%	3,27	196,41	37,990	781,4	1047,8
0,9	0,625	0,025753	63,83%	3,00	180,18	40,970	773,1	1036,7
1,0	0,673	0,032349	63,69%	2,79	167,12	44,271	774,8	1039,0
1,1	0,720	0,039882	63,05%	2,61	156,38	47,790	782,6	1049,5
1,2	0,764	0,048319	62,16%	2,46	147,38	51,431	793,8	1064,5
1,3	0,805	0,057586	61,23%	2,33	139,71	55,080	805,8	1080,6
1,4	0,846	0,067548	60,41%	2,22	133,07	58,609	816,7	1095,2

Logo, para o sistema elétrico foi calculado dois propulsores com as seguintes características:

$$A_E/A_O = 0,6$$

$$P/D = 0,9$$

$$Z = 4$$

$$D = 2,8 \text{ m}$$

### 7.1.1 ANÁLISE QUANTO A CAVITAÇÃO

Agora será analisado o propulsor quanto a cavitação, para isso será utilizado o diagrama de Burrill, que é uma das formas mais práticas de analisar problemas relacionados a cavitação. Quando um líquido é vaporizado devido à redução da pressão durante seu movimento ocorre a cavitação (que é o aparecimento de cavidades dentro do fluido). Essa redução de pressão ocorre quando o fluido é acelerado e para manter

sua energia ocorre uma perda de pressão, como pode ser observado na equação de Bernoulli (eq. 11) para fluidos incompressíveis (pode-se considerar a água incompressível) e campo gravitacional uniforme (como o caso da Terra em pequenas altitudes):

$$P + \frac{v^2 * \rho}{2} + \rho * g * h = Constante \quad (11)$$

Onde:

$P$  – Pressão do fluido;

$v$  – Velocidade do fluido;

$\rho$  – Densidade do fluido;

$g$  – Gravidade;

$h$  - Altura em relação a um referencial;

Pode-se analisar que ao longo de uma linha de corrente na mesma altura, a medida que a velocidade aumenta, ocorre uma diminuição na pressão. Até o ponto em que a pressão cai abaixo da pressão de vapor da água (para a água a 30 °C  $P_v = 31,8 \text{ mmHg}$ ) aí ocorre o fenômeno da cavitação. Inicialmente, nas regiões mais rarefeitas, formam-se pequenas bolsas, bolhas ou cavidades (daí o nome de cavitação) no interior do das quais o líquido se vaporiza. Em seguida, conduzidas pela corrente líquida provocada pelo movimento do propulsor e com grande velocidade, atingem regiões de elevada pressão, onde se processa seu colapso, com a condensação do vapor e o retorno ao estado líquido.

As bolhas que contêm vapor do líquido parecem originar-se em pequenas cavidades nas paredes do material ou em torno de pequenas impurezas contidas no líquido, em geral, próximas às superfícies, chamadas “núcleos de vaporização” ou “de cavitação”. Portanto, quando a pressão reinante no líquido se torna maior do que a pressão interna da bolha com vapor, as dimensões das mesmas se reduzem bruscamente, ocorrendo seu colapso e provocando um deslocamento do líquido circundante para seu interior, gerando assim uma pressão de inércia considerável. As partículas formadas pela condensação se chocam rapidamente umas de encontro as outras, e de encontro à

superfície do propulsor. Produz-se simultaneamente uma alteração no campo das velocidades e das pressões que deveria existir segundo as considerações teóricas do escoamento líquido (MACINTYRE, 1997).

As superfícies metálicas onde se chocam as diminutas partículas resultantes da condensação são submetidas a uma atuação de forças complexas oriunda da energia dessas partículas, que produzem percussões, desagregando elementos de material de menor coesão, e formam pequenos orifícios, que, com o prosseguimento do fenômeno, dão à superfície um aspecto esponjoso, rendilhado e corroído. É a erosão por cavitação. O desgaste pode assumir proporções tais que pedaços de metais podem se soltar das peças.

A cavitação é um dos principais fatores de limitação para o projeto de hélices, causando uma série de problemas devido às altas vibrações, erosão das pás, perda de empuxo e alto nível de ruído.

Como falado anteriormente, será utilizado o diagrama de Burrill para analisar os problemas de cavitação, baseado em dezenas de ensaios em túneis de cavitação de hélices de geometria variada. O diagrama (figura 21) relaciona o coeficiente de carregamento relacionado com pressões presentes nas pás  $\tau_c$  e o índice de cavitação relativo à velocidade resultante na seção a  $0,7R$  das pás  $\sigma_{0,7R}$ . Tanto  $\sigma_{0,7R}$  quanto  $\tau_c$  levam em conta as componentes rotacional e axial das velocidades nas pás.

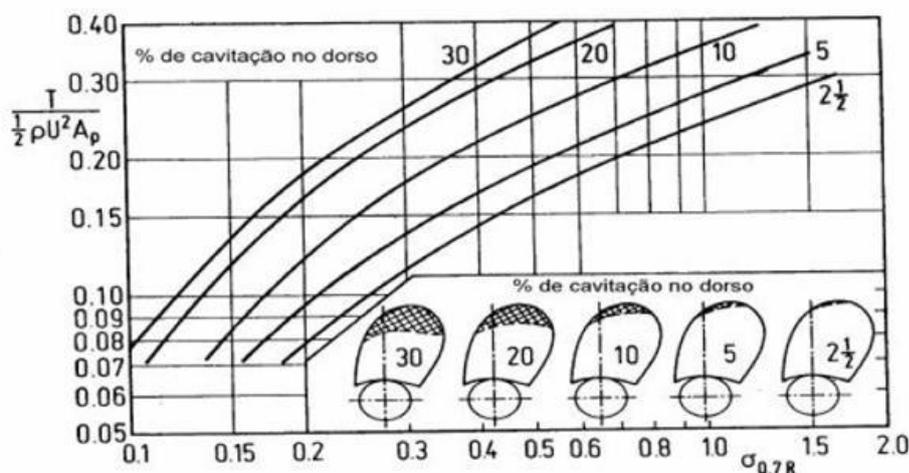


Figura 21 - Diagrama de Burrill (Fonte: Oceânica UFRJ).

Os adimensionais são dados por:

$$\sigma_{0,7R} = \frac{P_O - P_V}{\frac{1}{2} * \rho * V_R^2} \quad (12)$$

$$\tau_c = \frac{T}{\frac{1}{2} * \rho * V_R^2 * A_P} \quad (13)$$

Para encontrar a velocidade relativa a 0,7R:

$$V_R = \sqrt{V_A^2 + (0,7 * \pi * n * D)^2} \quad (14)$$

Para obter a área expandida a partir da área projetada, Burrill desenvolveu a eq. 15, que é válida apenas para as formas convencionais de propulsores.

$$A_E = \frac{A_P}{\left(1,067 - 0,229 \frac{P}{D}\right)} \quad (15)$$

Onde:

$P_O$  – Pressão estática no centro da linha de eixo;

$P_V$  – Pressão de vapor do líquido;

$\rho$  – Densidade do fluido;

$V_A$  – Velocidade de avanço;

$V_R$  – Velocidade relativa a 0,7R;

$T$  – Empuxo gerado pelo hélice;

$D$  – Diâmetro do propulsor;

$P$  – Passo do propulsor;

$n$  – Rotações por segundo do propulsor.

Para testar se o propulsor escolhido atende ao critério de cavitação determinado é necessário calcular o valor de  $\sigma_{0,7R}$  e entrar com ele no gráfico, utilizando a porcentagem de cavitação no dorso. Então, encontra-se o valor de  $\tau_c$ , em seguida são calculados os valores de  $A_P$  e  $A_E$  a partir do diagrama de Burrill. Logo a razão  $A_E/A_O$ , obtida pelo diagrama de Burrill, corresponde a área mínima para que não ocorra cavitação. Logo, a razão de área do diagrama de Burrill é a área mínima da lâmina para evitar cavitação.  $A_O$  é dado pela eq. 16:

$$A_O = \frac{\pi * D^2}{4} \quad (16)$$

Então:

$$\left(\frac{A_E}{A_O}\right)_{Burrill} = \left(\frac{A_E}{\frac{\pi * D^2}{4}}\right)_{Burrill} \leq \frac{A_E}{A_O} = 0,6 \quad (17)$$

Logo, para condição de 20% de cavitação no dorso tem-se:

$$\left(\frac{A_P}{A_E}\right)_{Burrill} = 0,5062 \leq 0,6$$

Assim o propulsor escolhido atende ao critério de cavitação de 20%, que é comum para este tipo de propulsor.

### 7.1.2 MARGENS

Para ilustrar melhor o uso das margens utilizado o gráfico da figura 22:

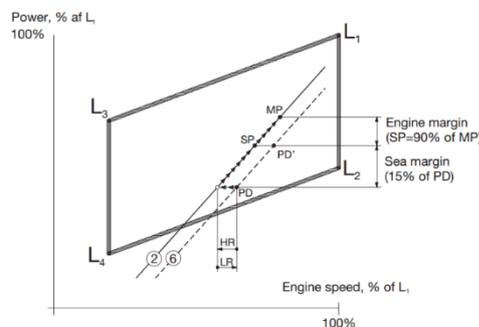


Figura 22 - Diagrama de propulsão (Fonte: MAN).

Onde:

Linha 2 – Curva de propulsão, casco incrustado e condições de tempo e mar agitadas (recomendada para projeto de motor);

Linha 6 – Curva de propulsão, casco limpo e condições de tempo e mar brandas (recomendada para projeto de propulsor);

MP – MCR especificado para propulsão;

SP – Potência contínua para propulsão;

PD – Ponto de projeto do propulsor;

HR – Funcionamento pesado (*Heavy running*);

LR – Funcionamento leve (*Light running*);

- Margem de Rotação

Após o navio navegar por algum tempo, o hélice começará a ficar incrustados e consequentemente a resistência do navio irá aumentar. Devido a este aumento, a velocidade final da embarcação será reduzida a menos que o motor forneça mais potência ao propulsor, ou seja, o mesmo ficará mais carregado e irá operar mais “pesado” (HR – Heavy running), como mostrado no gráfico da figura 22;

Devido à crescente demanda por velocidades de serviço mais altas nos navios modernos, um nível mínimo de incrustações fará com que o propulsor trabalhe mais pesado, implicando na redução da rotação do propulsor (5%). Assim tem-se:

$$BHP_{Mrotação} = BHP \quad (18)$$

$$N_{Mrotação} = N * 0,95 \quad (19)$$

- Margem de Mar

Serve para compensar os diversos estados de mar, devido ao fato de os cálculos serem feitos considerando águas tranquilas. Por isso faz-se aplicação da margem de mar, onde acrescenta-se de 10% a 25%, para nossos cálculos será utilizado o valor de 15% (valor usual), na potência do motor.

$$BHP_{Mmar} = BHP_{Mrotação} * (1 + 0,15) \quad (20)$$

- Margem de Operação

Além da Margem de Mar, é usualmente utilizado a Margem de Operação, que é de 10% a 15% (será utilizado 10%) a mais do que o ponto (SP). Onde a potência total passa a ser a do ponto MP correspondendo ao MCR (*Maximum continuous rating*), que é a potência máxima que um motor pode fornecer de forma contínua. É aplicada para compensar a deterioração do casco ao longo do tempo de operação da embarcação.

$$BHP_{Moperação} = BHP_{Mmar} * (1 + 0,1) \quad (21)$$

Para encontrar a rotação no ponto de MP, será utilizada a seguinte relação (eq. 22):

$$\frac{BHP_{Moperação}}{BHP_{Mrotação}} = \frac{N_{Moperação}^3}{N_{Mrotação}^3} \quad (22)$$

Após realizar os cálculos chegou-se a:

$$BHP_{Moperação} = 1956 \text{ kW}$$

$$N_{Moperação} = 185 \text{ RPM}$$

### 7.1.3 POSIONAMENTO DINÂMICO

O posicionamento dinâmico (DP) é um sistema controlado por computador para manter automaticamente a posição de um navio e o rumo do navio usando seus propulsores e lemes. Vários equipamentos como DGPS (*Differential Global Positioning System*), sensores de vento, sensores de movimento acústicos e bússolas giroscópicas são necessários para fornecer ao computador informações sobre a posição do navio, a magnitude e a direção das forças ambientais que afetam a sua posição.

Um programa de computador contém um modelo matemático do navio que registra informações do vento, força de arrasto do navio e a localização dos propulsores. Estas informações, combinadas com as informações dos sensores, permitem que o computador calcule a potência necessária para a propulsão, ângulo do leme e propulsores para manter o navio na posição. Isso permite realizar operações no mar, onde ancoragem não é viável devido a águas profundas

O posicionamento dinâmico pode ser utilizado para manter o navio parado em um ponto fixo sobre o fundo do mar ou em relação a um objeto movendo-se, como um outro navio ou um veículo subaquático. Também seria possível o posicionamento da embarcação com um ângulo favorável no sentido do vento, ondas e corrente, que é o efeito de *weathervaning*.

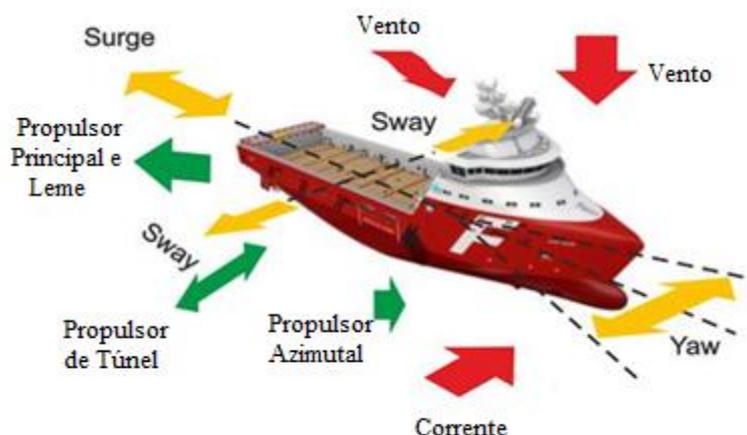


Figura 23 - Forças que atuam numa embarcação. (Fonte: DP Marine - Adaptado)

Na figura 23, os termos *surge* (movimento linear longitudinal, transmitido pelas condições marítimas), *sway* (movimento linear transversal, transmitido pelas condições marítimas) e *yaw* (rotação de um navio em torno de um eixo vertical Z) não foram traduzidos devido ao frequente uso desses movimentos na língua inglesa. Para dimensionar a potência necessária para o posicionamento dinâmico, será utilizado o método proposto por Clark (Principles of Naval Architecture, 1989), onde foram obtidos os coeficientes hidrodinâmicos referentes às forças adimensionalizadas de movimento de *sway*  $Y'_v$  (eq. 24) e momento de *yaw*  $Y'_r$  (eq. 25). As equações utilizadas podem ser visualizadas a seguir:

$$fac1 = \pi * \left(\frac{T}{L}\right)^2 \quad (23)$$

$$Y'_v = -fac1 * \left(1 + 0,4 * c_b * \left(\frac{B}{T}\right)\right) \quad (24)$$

$$Y'_r = -fac1 * \left(-\frac{1}{2} + 2,2 * \left(\frac{B}{L}\right) - 0,080 * \left(\frac{B}{T}\right)\right) \quad (25)$$

Onde:

$fac1$  – É um fator de Clarck;

$T$  – É o calado da embarcação;

$L$  – É o comprimento entre perpendiculares;

$c_b$  – É o coeficiente de bloco da embarcação;

$B$  – É a boca da embarcação.

Utilizando os dados da embarcação em estudo:

$$fac1 = 0,39036$$

$$Y'_v = -0,0395$$

$$Y'_r = 0,00444$$

Onde, a força de sway ( $F_{sway}$  – eq. 26) e o momento de yaw ( $M_{yaw}$  – eq. 27) estão adimensionalizadas por:

$$Y'_v = \frac{F_{sway}}{\frac{1}{2} * \rho * V^2 * L^2} \quad (26)$$

$$Y'_r = \frac{M_{yaw}}{\frac{1}{2} * \rho * V^2 * L^3} \quad (27)$$

Onde:

$V$  – Velocidade resultante da embarcação ( $m/s^2$ );

$\rho$  – Densidade do meio líquido ( $kg/m^3$ );

$L$  – Comprimento entre perpendiculares (m);

Para encontrar  $F_{sway}$  e  $M_{yaw}$ , será realizado o processo inverso de adimensionalização. Vale salientar que o momento de yaw foi dividido pela distância entre o centro de gravidade da embarcação (LCG) e os thrusters para encontrar a força de yaw ( $F_{yaw}$ ). Os resultados encontrados são mostrados abaixo:

$$F_{sway} = -3442,18 \text{ kN}$$

$$F_{yaw} = 879,15 \text{ kN}$$

Supondo a pior das hipóteses foi somado o módulo das duas forças. Segundo dados referentes às condições ambientais na bacia de campos, o valor da correnteza deve ser considerado como variando entre  $0,0 \text{ m/s}$  a  $1,5 \text{ m/s}$ , no estudo em questão utilizou-se o valor crítico de  $1,5 \text{ m/s}$ , logo:

$$POT_{DP} = 6510 \text{ kW}$$

Como calculado anteriormente, a potência necessária para a navegação em velocidade de serviço é  $BHP_{Operação} = 1956 \text{ kW}$  e é fornecida aos azimutais de popa, podendo ser utilizados para manobras de DP.

A potência total requerida é  $6510 \text{ kW}$ , dos quais  $3912 \text{ kW}$  (o dobro da potência necessária para navegação em águas livre e um pouco mais da metade da potência total de DP, fazendo assim uma divisão equivalente de potência na região de vante e de ré) será destinado aos propulsores azimutais de ré, gerando o empuxo tanto para a propulsão de navegação, quanto para o sistema de DP. Essa potência extra destinada aos propulsores azimutais justifica-se pela eventual necessidade de algum aumento de velocidade, além da velocidade de cruzeiro. O restante será disponibilizado para o posicionamento dinâmico localizado na região de vante. Os motores e os respectivos propulsores escolhidos para o sistema de posicionamento dinâmico foram da Rolls Royce, e a tabela 5 com o modelo e potência de cada um deles é apresentada a seguir:

Tabela 5 - Quantidade e potência dos propulsores.

Propulsor	Quantidade	Potência Máx. (kW)	Potência Max Conj. (kW)	Modelo
Thruster azimutal de popa	2	1920	3840	Rolls Royce - US 20
Thruster retrátil de proa	1	880	880	Rolls Royce - UL 1201
Thruster de túnel de proa	2	925	1850	Rolls Royce - TT 2000 SS

Algumas das características dos motores como máxima potência de entrada, rotação e peso do conjunto motor propulsor, bem como algumas das características do propulsor, entre elas diâmetro, tipo de passo, *bollard pull* e rotação dos propulsores azimutais de popa, do propulsor retrátil de proa e do propulsor de túnel de proa são apresentados, respectivamente, na tabela 6, na tabela 7 e na tabela 8:

Tabela 6- Características do conjunto motor-propulsor azimutal de popa.

## Technical data

Thruster type	Max Input Power (kW)	Input speed (rpm)	Weight (t)	Bollard pull two units (t)	Prop. Dia (mm)
US 55-P4	330	1500 - 2100	1.9	11	1050
US 105-P6	480	1500 - 1800	3.6	17	1300
US 105-P9	725	1000 - 1800	6	24 - 25	1500 1600
US 155-P12	904 - 1065	750 - 2000	9.5 - 11	29 - 35	1600 1800
US 155-P14	445 - 1280	750 - 2000	11.5 - 12.5	37 - 42	1800 2000
US 205-P18	1500	750 - 1800	18	51	2200
US 20	1920	750 - 1800	19 - 20	61 - 63	2300 2400
US 25	2470	750 - 1800	29 - 30	79 - 82	2600 2800
US 35	2790	750 - 1800	36 - 37.5	88 - 92 +	2800 3000
US 305-P40	3050 - 3200	750 - 1600	41 - 43	98 - 106 +	3000 3200
US 355	3700	720 - 1200	54 - 56	120 - 125	3200 3500

Tabela 7 - Características conjunto motor-propulsor retrátil de proa.

## Technical data UL

Thruster type	Max Input Power (kW)	Input speed (rpm)	Dry wt (t)	Prop. Type	Prop. dia (mm)
UL 601	440	1500 - 1800	6	FP	1300
UL 901	660	1000 - 1800	12	FP	1600
UL1201	880	750 - 1800	16.5	FP / CP	1800
UL 1401	1200	750 - 1800	24	FP / CP	2000
UL 2001	1500	750 - 1800	27.5	FP / CP	2300
UL 255	2200	900 - 1800	47	FP / CP	2800
UL 305	3000	750 - 1600	66	FP	3000
UL 355	3700	720 - 1200	97	FP	3500

All data subject to change without prior notice

Tabela 8 - Características conjunto motor-propulsor retrátil de proa.

## Technical data

Thruster type	Dia. (mm)	Motor (rpm)	Propeller output (rpm)	Max power (kW)
TT1850 SS	1850	1180	290	800
TT2000 SS	2000	1180	245	925
TT2200 SS	2200	1180	276	1355
TT2200 SS	2200	1180	243	1050
TT2400 SS	2400	1180	257	1720
TT2400 SS	2400	1180	228	1350

All data subject to change without prior notice

## 7.1.4 BALANÇO ELÉTRICO

Agora que já foi definido a potência elétrica consumida pelos motores do sistema de posicionamento dinâmico, é possível dimensionar a demanda de energia elétrica a bordo. Para isso será feito um balanço elétrico da embarcação para uma fase inicial de projeto, o fato de ser apenas uma estimativa da demanda de eletricidade não irá comprometer o estudo em questão. Pois, a diferença entre os balanços elétricos dos dois sistemas propulsivos será a presença dos *thrusters* azimutais de popa na embarcação com sistema elétrico e a presença dos *thrusters* retráteis de popa na embarcação com sistema diesel-elétrico. Ou seja, todos os outros consumidores, como bombas, lâmpadas, sistema de ar-condicionado, sistema de aquecimento, etc., estarão presentes em ambas embarcações, não comprometendo uma análise comparativa de consumo de combustível.

## CÁLCULO DAS POTÊNCIAS DAS BOMBAS

Para definir quais serão os geradores que irão ser instalados é necessário dimensionar a quantidade de energia consumida a bordo. Em virtude disto, uma estimativa da potência das principais bombas será realizada. Iniciou-se pela definição da capacidade dos tanques (tabela 9), que foram baseados no navio da WARTSILA, VS 485 PSV MK III L, bem como as disposições dos tanques para, em seguida, estimar o comprimento das tubulações.

Tabela 9 - Capacidade dos tanques.

Tanques de Carga		
	m <sup>3</sup>	t
Óleo Combustível	475	446,5
Óleo Diesel	475	399
Lama Líquida	1390	1212,08

Tanques de Lastro		
	m <sup>3</sup>	t
Todos os Tqs	700	717,5

Consumíveis		
	m <sup>3</sup>	t
Tanques de Água Doce	900	900
Tanques de Óleo Combustível	400	348,8
Tanques de Óleo Diesel	110	92,4
Tanques de Óleo Lubrificante	190	174,8

Onde cada tanque terá uma ou mais bombas associadas a ele, mas é levado em consideração apenas as potências associadas a cada um dos tanques.

Para efeito de simplificação, todas as tubulações terão características mostradas na tabela 10:

Tabela 10 - Características da tubulação.

Características da Tubulação		
Diâmetro Interno	0,74	m
Espessura	10,30	mm
Diâmetro Externo	0,75	m
Rugosidade Relativa(e/D)	0,00001	m
Área Seccional	0,01	m <sup>2</sup>

Primeiramente é necessário definir alguns parâmetros básicos, que são:

- Tempo de espera no porto de 6 horas;
- Quantidade de bombas para cada tipo de tanque;
- Rendimento das bombas –  $\eta = 0,7$ .

A potência  $W$  necessária para cada uma das bombas dos tanques é dada por:

$$W = \frac{\rho * g * Q * H}{\eta} \quad (28)$$

Onde:

$\rho$  – Densidade do fluido;

$g$  – Gravidade ( $g = 9,81 \text{ m/s}^2$ );

$Q$  – Vazão da bomba;

$H$  – Carga ou altura manométrica da bomba;

$\eta$  – Rendimento da bomba ( $\eta = 0,7$ ).

A vazão,  $Q$ , de cada bomba, que é dada por:

$$Q = \frac{\text{Volume}}{\text{Tempo no porto} * \text{Quantidade de bombas}} \quad (29)$$

A carga da bomba,  $H$ , dada pela diferença entre as cargas do ponto B e do ponto A somado com a perda de carga na tubulação  $h_c$ . O ponto A corresponde ao topo de do tanque e o ponto B ao ponto de descarga em terra:

$$H = \left( Z_B + \frac{V_B^2}{2 * g} + \frac{P_B}{\gamma} \right) - \left( Z_A + \frac{V_A^2}{2 * g} + \frac{P_A}{\gamma} \right) + h_c \quad (30)$$

Onde:

$Z$  – Altura dos pontos A ou B;

$V$  – Velocidade do fluido nos pontos A ou B, será considerado  $V_A = 0$  (superfície do tanque);

$P$  – Pressão no ponto A ou B, será considerado  $P_B = P_A = P_{ATM}$ ;

$\gamma$  – Peso específico do fluido;

$h_c$  – Perda de carga na tubulação.

A perda de carga  $h_c$  é dada por:

$$h_c = f * \frac{L}{D} * \frac{V^2}{2 * g} \quad (31)$$

Onde:

$f$  – Fator de fricção;

$L$  – Comprimento equivalente da tubulação, retirado do arranjo geral da embarcação;

$D$  – Diâmetro interno da tubulação;

$V$  – Velocidade do fluido.

A velocidade  $V$  é dada por:

$$V = \frac{Q}{\pi * r^2} \quad (32)$$

Onde:

$r$  – Raio interno da tubulação;

O fator de fricção  $f$  é dado por  $f = 64/Re$ , caso seja escoamento laminar; retirado do Diagrama de Moody com o número de Reynolds ( $Re$ ) e a rugosidade relativa ( $\epsilon/D$ ) como parâmetros de entrada, caso não seja escoamento laminar.

Um resumo das potências calculadas é mostrado na tabela 11:

*Tabela 11 - Potência das principais bombas.*

<b>Tanques de Carga</b>		
	Qnt. Bombas	Potência por bomba (Kw)
Tanques de Óleo Combustível	3	1,89
Tanques de Óleo Diesel	3	0,72
Tanques Lama Líquida	3	0,81

<b>Tanques de Lastro</b>		
	Qnt. Bombas	Potência por bomba (Kw)
Todos os Tqs	3	1,30

<b>Consumíveis</b>		
	Qnt. Bombas	Potência por bomba (Kw)
Tanques de Água Doce	2	21,04
Tanques de Óleo Combustível	2	3,72
Tanques de Óleo Diesel	2	0,90
Tanques de Óleo Lubrificante	2	6,84

<b>Tanque de Esgoto</b>		
	Qnt. Bombas	Potência por bomba (Kw)
Todos os Tqs	2	0,30

## POTÊNCIA REQUERIDA PELOS PROPULSORES

Além das margens utilizadas para compensar perdas da capacidade propulsiva da embarcação, foi considerada uma outra perda, que está intrinsicamente ligada ao sistema propulsivo. Como é possível observar na figura 19, essa perda está relacionada ao tipo de transmissão. Ou seja, na transmissão do sistema elétrico 10% da energia que é transferida para a propulsão é perdida. Logo, para que chegue uma potência de 1956 kW aos propulsores azimutais de ré, durante a operação de navegação, é necessário gerar uma potência de:

$$POT_{Req - Prop. Azim. Ré} = \frac{1956}{1 - 10\%} = 2174 \text{ kW}$$

Para que chegue uma potência de 3912 kW aos propulsores azimutais de ré é, durante o posicionamento dinâmico é necessário gerar uma potência de:

$$POT_{Req - Prop. Azim. Ré} = \frac{3912}{1 - 10\%} = 4346 \text{ kW}$$

Para atender ao propulsor de retrátil de vante é necessário gerar uma potência de:

$$POT_{Req - Prop. Retr. Vante} = \frac{880}{1 - 10\%} = 978 \text{ kW}$$

Para completar os 6510 kW necessários para o posicionamento dinâmico, será fornecido aos propulsores de túnel de proa uma potência de 1718 kW, que para atenderla será necessário gerar uma potência de:

$$POT_{Req - Prop. Tún. Vante} = \frac{1718}{1 - 10\%} = 1909 \text{ kW}$$

O que resultará numa potência requerida para propulsão de:

$$POT_{Req - Prop.} = 4346 \text{ kW} + 978 \text{ kW} + 1909 \text{ kW} = 7233 \text{ kW}$$

Agora que se tem os principais consumidores de carga calculado pode-se apresentar o resumo do balanço elétrico do navio. O balanço elétrico do navio trata-se de uma estimativa de todos os consumidores elétricos a bordo e sua demanda para que os geradores possam ser dimensionados. As condições de operação são descritas a seguir:

Condições de operações:

No Mar (essencial) – consumidores necessários para navegação e segurança, condição de emergência.

No Mar (Normal) – todos os consumidores na condição essencial e mais os necessários para preservação da carga, conforto e comodidade.

Posicionamento dinâmico – todos os consumidores na condição no mar (Normal) e mais os necessários para manobra de posicionamento dinâmico do navio.

Operando no porto – consumidores necessários para segurança, iluminação, guinchos, bombas e etc.

Além da divisão em relação as condições de operações mencionadas acima, o balanço elétrico foi dividido em 12 grupos de consumidores de acordo com os setores da embarcação. E cada grupo é composto pelos respectivos consumidores e quantidade dos mesmos. O resumo do balanço elétrico para o PSV elétrico é mostrado na tabela 12 e o detalhamento dos consumidores de cada grupo é informado no apêndice A.

Tabela 12 - Balanço elétrico do PSV elétrico.

NAVIO PSV - ELÉTRICO		NO MAR		POSICIONAMENTO DINÂMICO	CARGA E DESCARGA	NO PORTO FUNDEADO
		ESSENCIAL	NORMAL			
		Grupo	Classificação	Potência absorvida (kW)	Potência absorvida (kW)	Potência absorvida (kW)
1	Praça de Máquinas (serviço contínuo)	265,45	457,18	454,38	166,67	218,10
2	Praça de Máquinas (serviço intermitente)	72,82	188,48	185,26	153,98	138,05
3	Praça de Máquinas (diversos)	0,96	81,55	81,55	23,69	12,36
4	Ar condicionado / Ventilação / Aquecimento	0,00	94,33	86,27	86,27	86,27
5	Frigorífica de Provisões (equipamentos)	32,30	5,15	32,30	32,30	32,30
6	Thrusters - Posicionamento Dinâmico	2174,00	2174,00	7234,00	0,00	0,00
7	Máquinas de Convés	0,00	0,00	54,00	108,00	0,00
8	Cozinha / Copa	0,00	14,72	14,72	14,72	14,72
9	Lavanderia	0,00	5,80	5,80	5,80	5,80
10	Oficina	0,00	15,84	7,84	15,84	13,32
11	Iluminação	35,42	47,32	46,90	46,90	46,90
12	Equipamentos Náuticos e de Auxílio à Navegação	8,56	11,44	10,48	7,12	6,72
Potência Total Necessária		<b>2589,51</b>	<b>3095,80</b>	<b>8213,50</b>	<b>661,29</b>	<b>574,54</b>

Com exceção das potências consumidas calculadas anteriormente, os demais consumidores são estimativas que poderiam aplicar-se com uma aproximação elevada a um navio PSV e como é leveda em consideração em ambos casos (tanto elétrico quanto híbrido) não afetará a confiabilidade do estudo.

## SELEÇÃO DOS GERADORES

O próximo passo a ser seguido é a seleção dos geradores com base em cada perfil operacional:

- No mar (Normal) – Velocidade de serviço

Como é possível observar na tabela 12, para a condição de velocidade de serviço a potência elétrica requerida, incluindo todos os consumidores do navio é de:

$$POT_{Tot} = 3095,8 \text{ kW}$$

Para essa condição serão utilizados três geradores de fabricação da *Rolls Royce*. Dois Bergen C25:33L6A, com potência de 1843 kW. As especificações técnicas dos modelos escolhidos encontram-se no anexo B.

- No mar (Essencial) – Velocidade de serviço (Emergência)

Como é possível observar na tabela 12, para a condição de “ No mar (essencial) ” a potência elétrica requerida, incluindo todos os consumidores do navio é de:

$$POT_{Tot} = 2589,5 \text{ kW}$$

Para essa condição será utilizado um gerador de fabricação da *Rolls Royce*. Um Bergen B32:40V 12A, com potência de 5587 kW, que atuará como gerador de emergência. As especificações técnicas do modelo escolhido encontram-se no anexo C.

- Posicionamento dinâmico

Consultando a tabela 12 , para a condição de posicionamento dinâmico a potência elétrica requerida, incluindo todos os consumidores do navio é de:

$$POT_{Tot} = 8211,5 \text{ kW}$$

Para essa condição serão utilizados quatro geradores de fabricação da *Rolls Royce*. Dois Bergen C25:33L6A, com potência de 1843 kW e dois Bergen C25:33L8A, com potência de 2457 kW. As especificações técnicas dos modelos escolhidos encontram-se no anexo B.

- Carga e descarga

Para a condição de carga e descarga a potência elétrica requerida pelos consumidores do navio é de:

$$POT_{Tot} = 661,3 \text{ kW}$$

Para essa condição será utilizado um gerador de fabricação da *Rolls Royce*. O Bergen C25:33L6A. As especificações técnicas do modelo escolhido encontram-se no anexo B.

- No porto, fundeado

Para a condição de fundeio no porto a potência elétrica requerida pelos consumidores do navio é de:

$$POT_{Tot} = 574,5 \text{ kW}$$

Para essa condição será utilizado um gerador de fabricação da *Rolls Royce*. O Bergen C25:33L6A (anexo B). As especificações técnicas do modelo escolhido encontram-se no anexo B.

Para satisfazer todas as condições operacionais com a menor potência instalada possível, chegou-se a um arranjo com os quatro geradores de serviço e o gerador de emergência (características do gerador de emergência estão no anexo C):

Tabela 13 - Arranjo operacional dos geradores para o PSV elétrico.

GERADORES DISPONÍVEIS	POTÊNCIA (KW)	NO MAR		POSICIONAMENTO DINÂMICO	CARGA/DESCARGA	NO PORTO
		ESSENCIAL	NORMAL			
Bergen C25:33L6A	1843		x	x	x	x
Bergen C25:33L6A	1843		x	x		
Bergen C25:33L8A	2457			x		
Bergen C25:33L8A	2457			x		
Emergência (Bergen B32:40V 12A)	5587	x				
Potência Total dos Geradores		<b>5587,00</b>	<b>3686,00</b>	<b>8600,00</b>	<b>1843,00</b>	<b>1843,00</b>
Percentual da Carga Disponível (%)		<b>115,75</b>	<b>19,06</b>	<b>4,71</b>	<b>178,70</b>	<b>220,78</b>

## 7.2 PSV COM SISTEMA PROPULSIVO HÍBRIDO

Apesar de contar com uma gama maior de equipamentos, como foi visto acima na figura 11, o PSV híbrido apresenta basicamente dois motores diesel acoplados a

mesma linha de eixo que transmite sua força a um único hélice de passo controlável e grande diâmetro, para propulsão em mar aberto. Ao mesmo tempo os motores diesel principais alimentam geradores de eixo que combinados com os geradores auxiliares suprem a demanda elétrica a bordo.

Quando em condição de posicionamento dinâmico esses motores passam a alimentar geradores de eixo, que juntamente com os geradores auxiliares dão conta tanto do consumo de potência dos serviços de hotelaria, quanto dos propulsores elétricos.

Para dimensionar o hélice principal será determinado primeiramente o diâmetro do mesmo, que não deve passar de:

$$D_{m\acute{a}x} = T * \frac{2}{3} \quad (33)$$

Onde,  $T$  é o calado. No nosso caso  $D_{m\acute{a}x} = 4,7 \text{ m}$  e o diâmetro escolhido foi  $D = 4,5 \text{ m}$  para evitar grandes velocidades tangenciais na extremidade das pás e reduzir os problemas com cavitação.

Utilizou-se a mesma planilha de EXCEL utilizada para dimensionar o hélice para o sistema elétrico. Variando-se as razões das áreas expandidas no intervalo  $[0,3;1,05]$  com incrementos de 0,05, foram encontrados os seguintes resultados apresentados na tabela 15, de acordo com os dados de entrada mostrados na tabela 14:

Tabela 14 - Parâmetros de entrada da seleção do propulsor.

Input Parameters		
Parameter	Value	Units
Vessel Speed	12,000	Knots
Length L	90,400	m
Draft, T	7,090	m
Total Resistance, $R_T$	166,080	kN
Head of Water (immersion)	4,700	m
Propeller Blade Number, Z	4	
Wake Fraction, w	0,268	
Thrust Deduction Fraction, t	0,181	
Kinematic Viscosity (SW)	1,18831E-06	$\text{m}^2/\text{s}$
Water Density, $\rho$	1,025	$\text{t}/\text{m}^3$
Atmospheric Pressure, $p_{\text{atm}}$	101,3	$\text{kN}/\text{m}^2$
Vapour Pressure, $p_v$	2,2914	$\text{kN}/\text{m}^2$
Block Coefficient ( $C_b$ )	0,635	
Water Plane Area Coef ( $C_{wp}$ )	0,792	
k	0,20	

Calculated Parameters		
Parameter	Value	Units
Speed of Advance	4,522	m/s
Thrust Required by Propeller	202,903	kN
Propeller Number	1	
Thrust Required	202,903	kN
Maximum Propeller Diameter	4,500	Metres
Propeller RPS, n	2,5	$\text{s}^{-1}$
Resultant Velocity $V_R$	25,15	m/s
Reynolds Number	3,12E+07	corrected
Blade Area Ratio (Keller/Burtil)	0,600	
Hydrostatic Pressure, $p_{\text{atm}} + \rho gh$	148,560	$\text{kN}/\text{m}^2$

Tabela 15 - Dados obtidos do propulsor.

Description:								
This data is automatically computed. This allows the shaft speed and delivered power to be found.								
P/D	J	K <sub>Q</sub>	η <sub>o</sub>	n (rps)	N (RPM)	Q (kN-m)	P <sub>D</sub> (kW)	P <sub>D</sub> (hp)
0,5	0,390	0,008260	54,47%	2,58	154,76	103,933	1684,3	2258,7
0,6	0,448	0,011307	60,44%	2,24	134,62	107,664	1517,8	2035,4
0,7	0,503	0,015288	63,34%	2,00	119,86	115,397	1448,4	1942,4
0,8	0,555	0,020218	64,40%	1,81	108,59	125,265	1424,5	1910,3
0,9	0,605	0,026115	64,38%	1,66	99,73	136,458	1425,1	1911,0
1,0	0,651	0,032993	63,69%	1,54	92,58	148,574	1440,4	1931,6
1,1	0,695	0,040854	62,60%	1,45	86,72	161,401	1465,7	1965,4
1,2	0,737	0,049669	61,32%	1,36	81,81	174,640	1496,1	2006,3
1,3	0,777	0,059371	60,06%	1,29	77,62	187,932	1527,6	2048,5
1,4	0,815	0,069847	58,90%	1,23	74,01	200,983	1557,6	2088,7

Logo, para o sistema híbrido deve-se ter um propulsor de passo variável que irá operar a 108 RPM e terá as seguintes características:

$$A_E/A_O = 0,6$$

$$Z = 4$$

$$D = 4,5 \text{ m}$$

Apesar de o propulsor ser de passo variável será utilizada a relação de  $P/D = 0,8$ , que gera um torque  $Q = 125,3 \text{ kN.m}$ , um empuxo  $T = 205,17 \text{ kN}$  e precisa de uma potência entregue pelo motor (DHP - *Delivered Horsepower*) de  $DHP = 1424,5 \text{ kW}$ .

### 7.2.1 ANÁLISE QUANTO A CAVITAÇÃO

Para verificar se o propulsor escolhido atende ao critério de Burrill para 10% de cavitação no dorso é necessário que  $A_E/A_O$ , obtidos pelo diagrama de Burrill (figura 21), seja menor que a relação de área expandida do propulsor  $A_E/A_O$ , será utilizada a eq. 17

Logo, para condição de 10% de cavitação no dorso, tem-se:

$$\left(\frac{A_P}{A_E}\right)_{Burrill} = 0,579 \leq 0,6$$

Como pode-se observar o propulsor atende aos requisitos de cavitação.

### 7.2.2 MARGENS

Agora será realizado o mesmo processo feito na seção 7.1.2. Como pode ser observado na figura 22, é necessário, antes de selecionar os motores diesel principais,

adicionar algumas margens operacionais que afetarão as condições de operação e rotação que incidem no propulsor. São elas:

- Margem de Rotação

Redução de cerca de 5% na velocidade de rotação do propulsor, devido a eventuais incrustações no hélice:

$$BHP_{Mrotação} = BHP \quad (18)$$

$$N_{Mrotação} = N * 0,95 \quad (19)$$

- Margem de Mar

Aumento de cerca de 15% na potência necessária do motor para compensar os diversos estados de mar:

$$BHP_{Mmar} = BHP_{Mrotação} * (1 + 0,15) \quad (20)$$

- Margem de Operação

Aumento de cerca de 15% na potência necessária do motor para compensar a deterioração do casco ao longo da vida útil da embarcação:

$$BHP_{Moperação} = BHP_{Mmar} * (1 + 0,1) \quad (21)$$

Para encontrar a rotação no ponto de MP, será utilizada a seguinte relação:

$$\frac{BHP_{Moperação}}{BHP_{Mrotação}} = \frac{N_{Moperação}^3}{N_{Mrotação}^3} \quad (22)$$

Após realizar os cálculos chegou-se aos seguintes valores:

$$BHP_{Moperação} = 1802 \text{ kW}$$

$$N_{Moperação} = 112 \text{ RPM}$$

### 7.2.3 POSICIONAMENTO DINÂMICO

Como as duas embarcações possuem as mesmas dimensões e irão operar em condições semelhantes, as potências necessárias para propulsão em posicionamento dinâmico serão as mesmas de item 7.1.3.

### 7.2.4 SELEÇÃO DOS MOTORES PRINCIPAIS

Conforme o esquema mostrado na figura 11, a propulsão para navegação em mar aberto sistema híbrido é alimentada por dois motores diesel que estão acoplados a uma caixa de engrenagens, que transmite a energia mecânica a apenas um eixo propulsor.

Com base nisso, deve-se escolher dois motores diesel que irão operar simultaneamente para propeler a embarcação. Devido ao fato da rotação fornecida ao eixo propulsor ser regulada por uma caixa de engrenagens não será necessário se preocupar com a rotação do motor no ponto de MCR, como aconteceria caso o motor fosse diretamente acoplado ao propulsor. Para selecionar os motores principais, é necessário ater-se apenas à potência gerada por ambos.

Para operar a embarcação na velocidade de cruzeiro de 12 nós, já considerando todas as margens do item 7.2.2, é necessário entregar ao propulsor uma potência de DHP 1802 kW. Para compensar as perdas intrínsecas ao sistema propulsivo em si, como é mostrado na figura 19, a potência requerida pelo propulsor aos dois motores principais é de:

$$POT_{Req - Prop. Ré} = \frac{1802}{1 - 3\%} = 1858 \text{ kW}$$

Com base no resultado mostrado acima, deve-se escolher dois motores que juntos entreguem uma potência de 1858 kW. Com base nessas informações o motor escolhido foi o Bergen C25:33L6A (anexo D) que gera uma potência mecânica de 1920 kW, onde o sistema será composto por duas unidades do mesmo. As características e os principais dados do equipamento estão ilustrados no Anexo D.

### 7.2.5 BALANÇO ELÉTRICO

Devido ao fato das duas embarcações possuírem os mesmos tanques de carga com as mesmas capacidades, as bombas devem ter as mesmas potências e quantidades

em cada embarcação, como informado na tabela 11. Haverá apenas uma pequena diferença em relação aos tanques de consumíveis, mas que não são relevantes em um quadro geral. Por questões práticas serão consideradas as mesmas potências das bombas do navio com sistema elétrico.

As potências requeridas pelos propulsores na operação de posicionamento dinâmico também já foram calculadas e são mostradas abaixo. Para os propulsores azimutais de ré:

$$POT_{Req - Prop. Azim. Ré} = \frac{3912}{1 - 10\%} = 4346 \text{ kW}$$

Para o propulsor retrátil de vante:

$$POT_{Req - Prop. Retr. Vante} = \frac{880}{1 - 10\%} = 978 \text{ kW}$$

Para o propulsor de túnel de vante:

$$POT_{Req - Prop. Tún. Vante} = \frac{1718}{1 - 10\%} = 1909 \text{ kW}$$

Resultando em uma potência requerida para propulsão de:

$$POT_{Req - Prop.} = 4346 \text{ kW} + 978 \text{ kW} + 1909 \text{ kW} = 7233 \text{ kW}$$

Agora que é conhecido todos os consumidores de potência elétrica definidos, será apresentado o resumo do balanço elétrico para o PSV híbrido, **Erro! Fonte de referência não encontrada.** O detalhamento dos consumidores de cada grupo é informado no apêndice B.

Tabela 16 - Balanço elétrico do PSV híbrido.

Grupo	Classificação	NO MAR		POSICIONAMENTO DINÂMICO	CARGA E DESCARGA	NO PORTO FUNDEADO
		ESSENCIAL	NORMAL			
		Potência absorvida (kW)				
1	Praça de Máquinas (serviço contínuo)	265,27	456,81	454,01	166,60	218,03
2	Praça de Máquinas (serviço intermitente)	72,82	188,48	185,26	153,98	138,05
3	Praça de Máquinas (diversos)	0,96	81,55	81,55	23,56	12,36
4	Ar condicionado / Ventilação / Aquecimento	0,00	94,33	86,27	86,27	86,27
5	Frigorífica de Provisões (equipamentos)	32,30	5,15	32,30	32,30	32,30
6	Propulsão / Posicionamento Dinâmico	0,00	0,00	7234,00	0,00	0,00
7	Máquinas de Convés	0,00	0,00	54,00	108,00	0,00
8	Cozinha / Copa	0,00	14,72	14,72	14,72	14,72
9	Lavanderia	0,00	5,80	5,80	5,80	5,80
10	Oficina	0,00	15,84	7,84	15,84	13,32
11	Iluminação	35,42	47,32	46,90	46,90	46,90
12	Equipamentos Náuticos e de Auxílio à Navegação	8,56	11,44	10,48	7,12	6,72
Potência Total Necessária		<b>415,33</b>	<b>921,43</b>	<b>8213,13</b>	<b>661,08</b>	<b>574,46</b>

A única alteração em relação ao sistema elétrico está no grupo 6 (Propulsão / Posicionamento Dinâmico), especificamente na operação “NO MAR”, isso já é esperado devido a própria natureza do sistema propulsivo híbrido.

#### SELEÇÃO DOS GERADORES

Novamente, com base nos perfis operacionais, será realizada a seleção dos geradores:

- No mar (Normal) – Velocidade de serviço

Como é possível observar na **Erro! Fonte de referência não encontrada.**, a demanda elétrica durante essa operação é de 921,43 kW. Para suprir essa necessidade, serão utilizados dois geradores de eixo, sendo cada um acoplado a um dos dois motores principais. Cada gerador de eixo terá capacidade de absorver toda energia mecânica do motor principal, transformando-a em uma eletricidade com uma eficiência de cerca de 96%, que é a mesma dos alternadores dos grupos geradores apresentados no anexo B, os *Rolls Royce Bergen C25:33L6A*. Seguindo este raciocínio, os geradores de eixo são capazes de produzir uma potência elétrica de 1843 kW.

Nesta operação os motores principais estarão acoplados tanto a caixa de engrenagens redutoras, quanto aos geradores de eixo. Durante a operação de navegação, cada motor fornecerá 929 kW ao propulsor e 460,71 kW ao gerador de eixo, tendo este último o objetivo de suprir a demanda elétrica. Isso totaliza em uma potência mecânica de 1858 kW para o propulsor e uma potência elétrica de 921,43 kW, satisfazendo plenamente a demanda de energia da embarcação durante a navegação em mar aberto.

Essa configuração foi escolhida por dar mais redundância ao sistema propulsivo, em caso de falha de algum motor principal. Outra vantagem dessa configuração é a possibilidade de aumento de energia mecânica fornecida ao propulsor principal em caso de emergência, simplesmente fornecendo energia elétrica ao gerador de eixo.

- No mar (Essencial) – Velocidade de serviço (Emergência)

Como é possível observar na **Erro! Fonte de referência não encontrada.**, para a condição de “ No mar (essencial) ” a potência requerida total é de 415,33 kW, que será suprida por um gerador de emergência. O gerador que suprirá essa demanda é o *Rolls Royce Bergen C25:33L6A* (as especificações técnicas do modelo escolhido encontram-se no anexo B).

- Posicionamento dinâmico

Consultando a **Erro! Fonte de referência não encontrada.**, para a condição de posicionamento dinâmico a potência requerida total, incluindo todos os consumidores do navio é de 8213,13 kW. Nesta operação os motores principais serão desacoplados do eixo propulsor principal e apenas alimentarão os geradores de eixo, que juntos conseguem fornecer até 3686 kW de potência elétrica. Soma-se a esta parcela dois geradores da *Rolls Royce Bergen C25:33L8A* (as especificações técnicas do modelo escolhido encontram-se no anexo B), com cada um gerando 2457 kW de potência elétrica.

- Carga e descarga

Segunda a **Erro! Fonte de referência não encontrada.** para a condição de carga e descarga a potência total requerida pelos consumidores do navio é de 661,08 kW, que será suprida por um dos geradores de eixo acoplado à um motor principal.

- No porto, fundeado

Para a condição de fundeio no porto a potência total requerida pelos consumidores do navio é de 574,46 kW, que será suprida por um dos geradores de eixo acoplado à um motor principal.

Para satisfazer todas as condições operacionais com a menor potência instalada possível, chegou-se a um arranjo com os dois geradores de eixo, dois geradores de

serviço e o gerador de emergência (características do gerador de emergência estão no anexo C):

Tabela 17 - Arranjo operacional dos geradores para o PSV híbrido.

Geradores Disponíveis	Potência (kW)	Essencial	Normal	Posicionamento Dinâmico	Carga/Descarga	No Porto
Gerador de Eixo	1843		x	x		
Gerador de Eixo	1843		x	x		
Bergen C25:33L8A	2457			x	x	x
Bergen C25:33L8A	2457			x		
Emergência (Bergen C25:33L6A)	1843	x				
Potência Total dos Geradores		1843,00	1982,00	8600,00	2457,00	2457,00
Percentual da Carga Disponível (%)		343,75	115,10	4,71	271,66	327,70

## 8 CÁLCULO DO CUSTO ANUAL COM COMBUSTÍVEL

Agora que já foram definidos todos os motores a bordo, pode-se estimar o consumo anual de combustível que abastecerá a embarcação e em seguida determinar o custo desse combustível. Deve-se preocupar apenas com as principais condições operacionais, que são: *No mar – normal*, *Posicionamento dinâmico*, *Carga e descarga* e *No porto*. Não será calculado a operação: *No mar – emergência*, por se tratar de uma operação sem qualquer previsibilidade de quando irá ocorrer, nem tão pouco pode-se determinar sua duração.

Segundo informações fornecidas pelo fabricante dos motores, eles foram projetados para operar com HFO (*Heavy Fuel Oil*) e com informações obtidas no site do francês, *National Institute of Statistics and Economic Studies*, o preço médio do HFO no mês de setembro de 2016 é de 276,5 dólares por tonelada. Logo, esse será o valor utilizado para calcular o custo anual de combustível, embora haja uma variação diariamente neste preço.

Assumiu-se que o navio esteja em operação durante todas as horas do ano, que o ano tem exatos 365 dias e que ele não pare em nenhum momento para docagem, reparo ou alguma atividade semelhante. Com base no perfil operacional do PSV em estudo (figura 20) das 8760 horas disponíveis em um ano, em média, 3504 horas são destinadas a navegação, 3504 horas são destinadas a manobras de posicionamento dinâmico, 876

horas são destinadas a manobras de carga e descarga e 876 horas destinadas a operações portuárias.

Para obter o custo do combustível é necessário conhecer a taxa de consumo de combustível para cada motor. Essa taxa, que é dada em g/kWh (grama por quilowatt-hora), é apresentada na ficha técnica do respectivo motor e encontram-se nos anexos.

Finalmente, o custo de combustível anual para cada operação será dado pela eq. 34:

$$Custo = \frac{Pot * \Delta T * Tax * Preço}{10^6} \quad (34)$$

Onde:

*Pot*: Potência gerada pelo motor/gerador;

*ΔT*: Horas destinadas àquela atividade;

*Tax*: Taxa de consumo de combustível do motor, dada em g/kW\*h

*Preço*: Preço em dólares de uma tonelada de *Marine Diesel Oil*;

Para o PSV elétrico tem-se o seguinte consumo de combustível:

- Operação *No mar - normal*

Nesta operação funcionarão em paralelo dois geradores Bergen C25:33L6A (anexo B), gerando juntos uma potência de 3095,8 kW e com consumo específico de combustível de 182 g/kWh. Logo o custo anual de combustível com essa operação é:

$$Custo = \$ 545.888,37$$

- Operação *Posicionamento dinâmico*

Nesta operação funcionarão em paralelo dois geradores Bergen C25:33L6A (anexo B), gerando juntos uma potência de 3686 kW e dois geradores Bergen C25:33L8A (anexo B) gerando uma potência de 4527,5 kW, todos com consumo específico de combustível de 182 g/kWh. O custo anual de combustível para essa operação é de:

$$Custo = \$ 1.448.300,61$$

- Operação *Carga e descarga*

A demanda energética da embarcação, nesta operação, será suprida por apenas um gerador Bergen C25:33L6A (anexo B), gerando uma potência de 661,29 kW e com consumo específico de combustível de 182 g/kWh. O custo anual de combustível para essa operação é de:

$$\text{Custo} = \$ 29.151,65$$

- Operação *No porto*

Nesta operação também funcionará apenas um gerador Bergen C25:33L6A (anexo B), gerando uma potência de 574,54 kW e com consumo específico de combustível de 182 g/kWh. O custo anual de combustível para essa operação é de:

$$\text{Custo} = \$ 25.327,46$$

Para o PSV híbrido tem-se o seguinte consumo de combustível:

- Operação *No mar - normal*

Nesta operação funcionarão em paralelo dois motores Bergen C25:33L6A (anexo D) acoplados simultaneamente à caixa de engrenagens redutoras e aos dois geradores de eixo, gerando juntos uma potência de 2779,43 kW e com consumo específico de combustível de 182 g/kWh. Logo o custo anual de combustível com essa operação é:

$$\text{Custo} = \$ 490.101,87$$

- Operação *Posicionamento dinâmico*

Nesta operação funcionarão em paralelo dois motores Bergen C25:33L6A (anexo D) acoplados ao gerador de eixo, gerando juntos uma potência de 3686 kW e dois geradores Bergen C25:33L8A (anexo B) gerando uma potência de 4527,5 kW, todos com consumo específico de combustível de 182 g/kWh. O custo anual de combustível para essa operação é de:

$$\text{Custo} = \$ 1.448.300,61$$

- Operação *Carga e descarga*

Apenas um motor Bergen C25:33L6A (anexo D), gerando uma potência de 661,29 kW e com consumo específico de combustível de 182 g/kWh. O custo anual de combustível para essa operação é de:

$$Custo = \$ 29.151,65$$

- Operação *No porto*

Nesta operação também funcionará apenas um dos motores Bergen C25:33L6A (anexo D), gerando uma potência de 574,54 kW e com consumo específico de combustível de 182 g/kWh. O custo anual de combustível para essa operação é de:

$$Custo = \$ 25.327,46$$

Um resumo dos custos e quantidade de combustível, calculados para as diversas operações será apresentado na tabela 18 e graficamente na figura 24:

*Tabela 18 - Balanço anual de combustível por operação.*

Balanço Anual de Combustível						
Tipo de sistema propulsivo		No mar - normal	Posicionamento dinâmico	Carga e descarga	No porto	Total
PSV elétrico	Quantidade (Toneladas)	1974	5238	105	92	7409
	Custo	\$ 545.888,37	\$ 1.448.300,61	\$ 29.151,65	\$ 25.327,46	\$ 2.048.668,09
PSV híbrido	Quantidade (Toneladas)	1773	5238	105	92	7208
	Custo	\$ 490.101,87	\$ 1.448.300,61	\$ 29.151,65	\$ 25.327,46	\$ 1.992.881,59

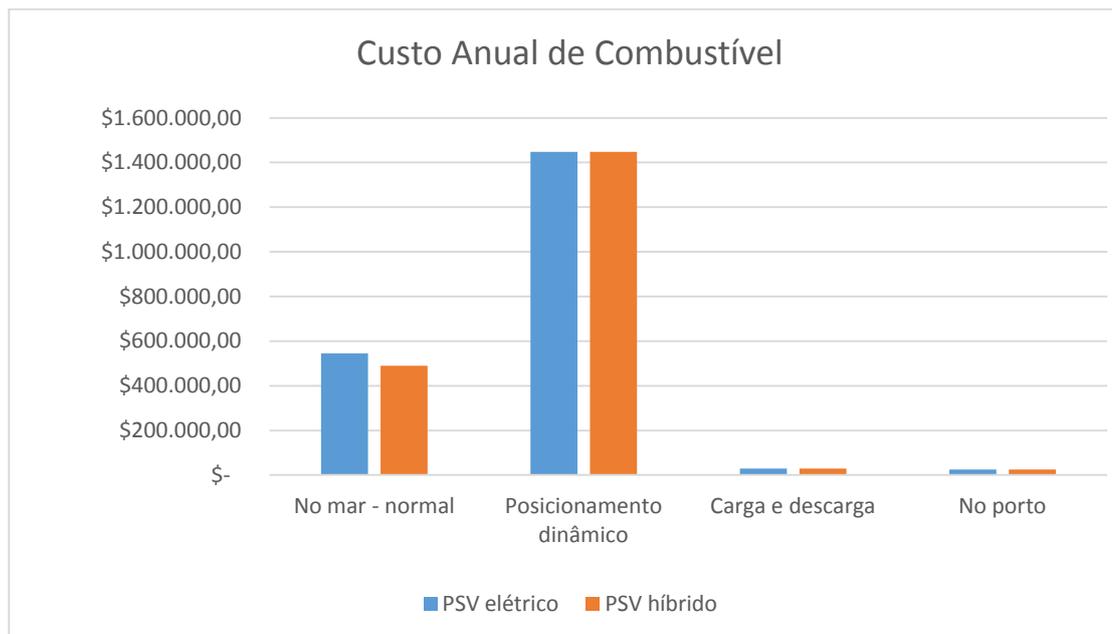


Figura 24 - Custo anual de combustível por operação.

Como é possível observar na tabela 18, a diferença no custo do combustível entre os dois sistemas no período de um ano é de \$ 55.786,50. Esse valor representa 2,8% do custo anual com o combustível no sistema híbrido. Já em termos mássicos, a diferença é de 201 toneladas de HFO, que deixariam de ser queimadas.

## 9 CONCLUSÕES

Analisando bem os resultados obtidos, pode-se concluir que o sistema híbrido no PSV apresenta um rendimento considerável. Essa melhora na eficiência energética, deve-se basicamente a alguns fatores. O primeiro, é a vantagem na utilização do sistema mecânico para a navegação em mar aberto, ou seja, quando se tem um motor diesel gerando potência mecânica, próximo de seu ponto ótimo de operação, para alimentar um propulsor. Nessa configuração, tem-se uma menor dissipação de energia oriunda do combustível, devido ao fato desse sistema apresentar menos transformações energéticas em relação ao sistema elétrico puro.

Resumindo, no sistema mecânico tem-se apenas a transformação do calor, associado à queima do combustível, em energia mecânica, que é transmitida por meio

de eixos e engrenagens ao propulsor. Enquanto que no sistema elétrico, essa mesma energia do combustível é transformada em energia mecânica e depois em energia elétrica, no gerador, é transmitida por meio de cabos ao motor elétrico acoplado ao propulsor e aí transformada novamente em energia mecânica para finalmente ser transmitida ao propulsor.

Essas várias transformações energéticas associadas ao sistema elétrico é que fazem com que suas perdas energéticas sejam mais elevadas, é o preço a se pagar por uma energia mais “controlável”. É um tipo de energia que dá uma liberdade e um controle imensos sobre o propulsor, podendo alterar rapidamente a rotação do mesmo, com bastante precisão e confiabilidade na operação.

O segundo fator que contribuiu com a melhora de desempenho do sistema híbrido foi a liberdade de escolha de um propulsor com maiores dimensões, como foi visto, a potência entregue ao propulsor do sistema híbrido é menor do que a potência entregue aos propulsores do sistema elétrico. É explicado pelo fato de que um propulsor maior e com menor rotação é mais eficiente do que dois propulsores menores e com maiores rotações. Não pode-se deixar de mencionar a economia na manutenção de equipamentos tão caros como os propulsores azimutais de ré, uma vez que sua utilização cairia pela metade em comparação com o sistema elétrico.

Outra grande contribuição desse tipo de propulsão é no quesito hidrodinâmica, com a adoção de apenas um propulsor na linha de centro da embarcação o projeto do casco poderia ser mudado para otimizar as linhas de popa e facilitar o escoamento no casco. Não só isso, mas também reduzindo o arrasto causado pelos propulsores azimutais de popa, que ficariam recolhidos dentro do casco na navegação em mar aberto. Essa melhoria no desempenho poderia ser quantificada em estudos futuros com modelos computacionais ou até mesmo modelos em escala.

Com a grande preocupação mundial acerca das emissões de gases da combustão de combustíveis fósseis na atmosfera. Cada vez mais é necessário buscar soluções para diminuir emissões, não só pela redução de custos atrelada a essa ação, mas sim com a ideia de poluir cada vez menos. Pois com o sistema híbrido cerca de 200 toneladas de combustível marítimo deixariam de ser queimadas anualmente por cada PSV.

O sistema de propulsão híbrido pode ser expandido para outras embarcações que apresentem grande variações no seu perfil operacional, como por exemplo as

embarcações de cabotagem, que hora estão operando no mar e hora estão operando em rios. Pode ser aplicado também na propulsão de navios aliviadores (*shuttle tankers*), pois os navios desse tipo que já possuem posicionamento dinâmico operam com uma espécie de sistema diesel elétrico, onde possuem um motor de dois tempos para propulsão e geradores auxiliares para alimentação do sistema de DP. O sistema híbrido poderia ser implementado como uma forma de diminuir a potência instalada a bordo, uma vez que a energia necessária para alimentação do sistema DP viria do motor principal e não de geradores auxiliares.

## REFERÊNCIAS

- ABB . (s.d.). Marine Academy course description. *H882 – Azipod® XO technical training*.
- Alves, R. N. (Outubro de 2007). PROPULSÃO ELÉTRICA DE NAVIOS. Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, Brasil.
- Barcellos, R. (Outubro de 2012). O sistema híbrido de propulsão como uma alternativa viável aos sistemas diesel-elétrico e diesel-mecânico.
- Bernitsas, M. M., Ray, D., & Kinley, P. (Maio de 1981). Kt, Kq and Efficiency Curves for the Wageningen B-Series Propellers. Michigan, Estados Unidos.

- CARLTON, J. S. (2007). *Marine Propellers and Propulsion*. 2. ed. Oxford: Butterworth Heineman.
- Corvus Energy. (02 de julho de 2016). Fonte: <http://corvusenergy.com/marine-project/edda-ferd-platform-supply-vessel-psv/>
- DP Marine. (03 de 08 de 2016). Fonte: <http://dpmarine.dk/dynamic-positioning/>
- France Pêche. (10 de 01 de 2017). Fonte: <http://www.francepechedurable.eu/en/innovative-ships/>
- Hansen, J. F. (2000). *Modelling and Control of Marine Power Systems*. Trondheim, Noruega.
- HOLTROP, J. (1984). *A Statistical Re-analysis of Resistance and Propulsion Data*.  
[http://www1.oceanica.ufrj.br/deno/prod\\_academic/relatorios/atuais/RodrigoD\\_JPaulo/relat1/7%20Sistema%20propulsivo.htm](http://www1.oceanica.ufrj.br/deno/prod_academic/relatorios/atuais/RodrigoD_JPaulo/relat1/7%20Sistema%20propulsivo.htm). (21 de 08 de 2016). Fonte: Oceânica UFRJ.
- IMO. (s.d.). REGRAS PARA A PREVENÇÃO DA POLUIÇÃO DO AR POR - MARPOL 73/78 – ANEXO VI.
- Khvatov, O. S., & Dar'enkov, A. B. (2016). A Uniform Power Station of a Transport Unit with Electric Propulsion Based on a Diesel Generator of Varying Rotation Frequency. *RUSSIAN ELECTRICAL ENGINEERING* , 150-155.
- Macintyre, A. J. (1997). *Bombas e Instalações de Bombeamento*. Rio de Janeiro: LTC.
- MAN Diesel. (2009). Emission Control MAN B&W Two-stroke Diesel Engines.
- MAN Diesel. (s.d.). Hybrid Propulsion - Flexibility and maximum efficiency optimally combined.
- MYKLEBUST, T. A., & ÅDNANES, A. K. (s.d.). Parallel hybrid propulsion for AHTS.
- National Institute of Statistics and Economic Studies. (25 de Outubro de 16). Fonte: <http://www.insee.fr/en/bases-de-donnees/bsweb/serie.asp?idbank=001642883>
- Pereira, N. N. (2007). A Diagnostic of Diesel-Electric Propulsion for Ships. *Ciencia & Tecnología de Buques*, 12.

Pinciples of Naval Architecture Vol. III. (1989). Jersey City.

*Power Master*. (12 de 12 de 2016). Fonte:  
[http://www.powermastermarine.com/Image/flash\\_electrical.jpg](http://www.powermastermarine.com/Image/flash_electrical.jpg)

Rolls Royce. (s.d.). Marine Products and Systems.

Rolls-Royce. (s.d.). Hybrid shaft generator propulsion system upgrade.

SCHNEEKLUTH, H., & BERTRAM, V. (1998). *Ship Design for Efficiency and Economy 2ed*. Oxford: Butterworth-Heineman.

Solem, S., Fagerholt, K., & Erikstad, S. O. (Outubro de 2012). Optimization of diesel electric machinery system configuration in conceptual ship design.

Souza, F. A. (Setembro de 2013). Avaliação de Sistemas Diesel Elétrico, Mecânico e Híbrido para embarcações de Apoio a Plataformas. Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, Brasil.

Turnock, S. R., Dedes, E. K., & Hudson, D. A. (2011). Assessing the Potential of Hybrid Energy Technology to Reduce Exhaust Emissions from Global Shipping. *ELSEVIER*, 204-218.

WÄRTSILÄ. (s.d.). Shaft Generator Systems.

XIAO, N., ZHOU, R., XU, X., & LIN, X. (2016). Study on Vibration of Marine Diesel-Electric Hybrid Propulsion System. p. 9.

## ANEXOS

**ANEXO A:** Coeficientes e termos dos polinômios de  $K_t$  e  $K_q$ .

Tabela 19 - Coeficientes e termos dos polinômios de  $K_t$  e  $K_q$ .

Coefficients and terms of the  $K_T$  and  $K_Q$  polynomials for the Wageningen B-screw  
Series for  $R_n=2 \times 10^6$ . Reproduced from [1]

$$K_T = \sum_{s,t,u,v} C_{s,t,u,v}^T \cdot (J)^s \cdot (P/D)^t \cdot (A_E/A_O)^u \cdot (z^v)$$

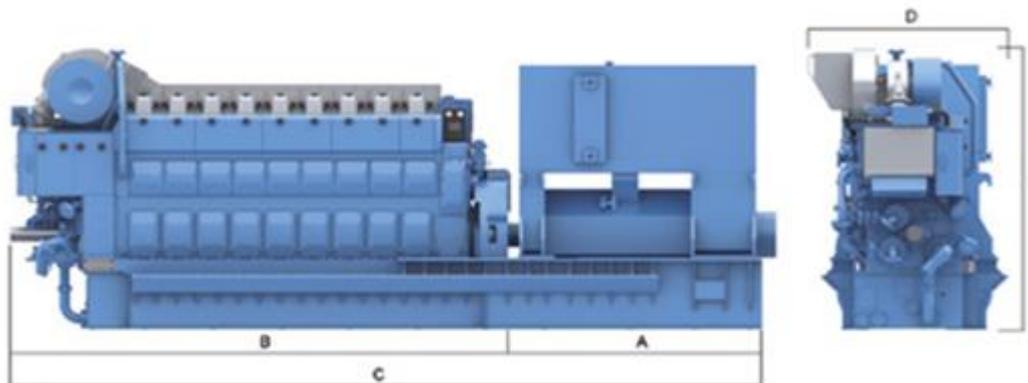
$$K_Q = \sum_{s,t,u,v} C_{s,t,u,v}^Q \cdot (J)^s \cdot (P/D)^t \cdot (A_E/A_O)^u \cdot (z^v)$$

$K_T$	$C_{s,t,u,v}^T$	$s$ (J)	$t$ (P/D)	$u$ ( $A_E/A_O$ )	$v$ (Z)	$C_{s,t,u,v}^Q$	$s$ (J)	$t$ (P/D)	$u$ ( $A_E/A_O$ )	$v$ (Z)
	+0.00880496	0	0	0	0	+0.00379368	0	0	0	0
	-0.204554	1	0	0	0	+0.00886523	2	0	0	0
	+0.166351	0	1	0	0	-0.032241	1	1	0	0
	+0.158114	0	2	0	0	+0.00344778	0	2	0	0
	-0.147581	2	0	1	0	-0.0408811	0	1	1	0
	-0.481497	1	1	1	0	-0.108009	1	1	1	0
	+0.415437	0	2	1	0	-0.0885381	2	1	1	0
	+0.0144043	0	0	0	1	+0.188561	0	2	1	0
	-0.0530054	2	0	0	1	-0.00370871	1	0	0	1
	+0.0143481	0	1	0	1	+0.00513696	0	1	0	1
	+0.0606826	1	1	0	1	+0.0209449	1	1	0	1
	-0.0125894	0	0	1	1	+0.00474319	2	1	0	1
	+0.0109689	1	0	1	1	-0.00723408	2	0	1	1
	-0.133698	0	3	0	0	+0.00438388	1	1	1	1
	+0.00638407	0	6	0	0	-0.0269403	0	2	1	1
	-0.00132718	2	6	0	0	+0.0558082	3	0	1	0
	+0.168496	3	0	1	0	+0.0161886	0	3	1	0
	-0.0507214	0	0	2	0	+0.00318086	1	3	1	0
	+0.0854559	2	0	2	0	+0.015896	0	0	2	0
	-0.0504475	3	0	2	0	+0.0471729	1	0	2	0
	+0.010465	1	6	2	0	+0.0196283	3	0	2	0
	-0.00648272	2	6	2	0	-0.0502782	0	1	2	0
	-0.00841728	0	3	0	1	-0.030055	3	1	2	0
	+0.0168424	1	3	0	1	+0.0417122	2	2	2	0
	-0.00102296	3	3	0	1	-0.0397722	0	3	2	0
	-0.0317791	0	3	1	1	-0.00350024	0	6	2	0
	+0.018604	1	0	2	1	-0.0106854	3	0	0	1
	-0.00410798	0	2	2	1	+0.00110903	3	3	0	1
	-0.000606848	0	0	0	2	-0.000313912	0	6	0	1
	-0.0049819	1	0	0	2	+0.0035985	3	0	1	1
	+0.0025983	2	0	0	2	-0.00142121	0	6	1	1
	-0.000560528	3	0	0	2	-0.00383637	1	0	2	1
	-0.00163652	1	2	0	2	+0.0126803	0	2	2	1
	-0.000328787	1	6	0	2	-0.00318278	2	3	2	1
	+0.000116502	2	6	0	2	+0.00334268	0	6	2	1
	+0.000690904	0	0	1	2	-0.00183491	1	1	0	2
	+0.00421749	0	3	1	2	+0.000112451	3	2	0	2
	+0.0000565229	3	6	1	2	-0.0000297228	3	6	0	2
	-0.00146564	0	3	2	2	+0.000269551	1	0	1	2
						+0.00083265	2	0	1	2
						+0.00155334	0	2	1	2
						+0.000302683	0	6	1	2
						-0.0001843	0	0	2	2
						-0.000425399	0	3	2	2
						+0.0000869243	3	3	2	2
						-0.0004659	0	6	2	2
						+0.0000554194	1	6	2	2

$$R_n = 2 \times 10^6$$

## Generating Set – Liquid fuel

Bergen C25:33L



### Principal dimensions:

Cylinder diameter 250mm. Piston stroke 330mm.

Engine type	A	B	C	D	E	Engine**	Weights dry	
							Alternator	Total
C25:33L6A	3369	4036	7405	2300	3195	28479 kg	9900 kg	38379 kg
C25:33L8A	2838	4796	7634	2304	3261	29150 kg	11300 kg	40450 kg
C25:33L9A	3038	5176	8214	2304	3230	31370 kg	12400 kg	43770 kg

### Technical data

Engine type	C25:33L6A	C25:33L8A	C25:33L9A
Number of cylinders	6	8	9
Engine speed	r/min	900/1000*	900/1000*
Mean piston speed	m/s	10/11	10/11
Max. cont rating (MCR)	kW	1920/2000	2560/2665
Max. cont rating altern, ( $\eta=0.96$ )	kW	1843/1920	2457/2558
Max. cont rating altern, ( $\text{Cos}\phi=0.8$ )	kVA	2303/2400	3071/3197
Max. cont rating altern, ( $\text{Cos}\phi=0.9$ )	kVA	2047/2133	2730/2961
Mean effective pressure (BMEP)	bar	26.4/24.7	26.4/24.7
Specific fuel consumption*	g/kWh	182/185	182/185
Specific lubricating oil consumption	g/kWh	0.7	0.7
Cooling water temp. engine outlet	°C	90	90

\*MDO operations. Engine \*\* Engine and foundation

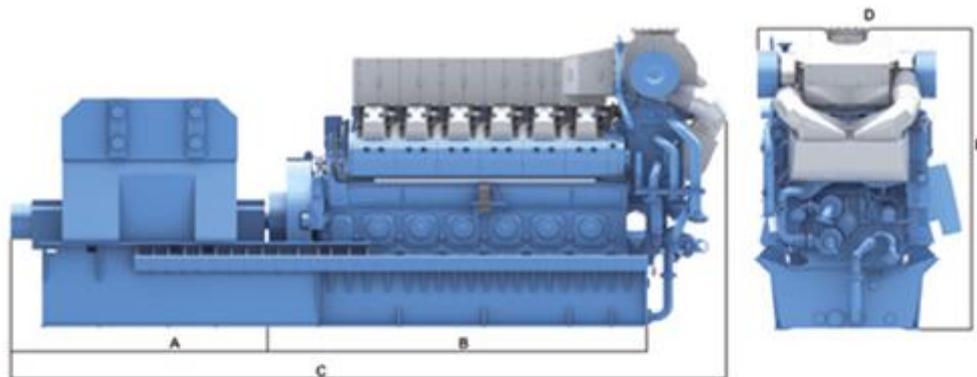
Dimensions given apply for resiliently mounted engines. Choice of alternator may effect the given dimensions and weights.

Figura 25 - Especificações técnicas do gerador da Rolls Royce Bergen C25:33L.

ANEXO C: Especificações técnicas do gerador da Rolls Royce Bergen B32:40V12A.

## Generating Set – Liquid fuel

Bergen B32:40V



### Principal dimensions:

Cylinder diameter 320mm. Piston stroke 400mm.

Engine type	A	B	C	D	E	Engine**	Weights dry	
							Alternator	Total
B32:40V12A	4072	6041	10113	3110	4665	73218 kg	22820 kg	96038 kg
B32:40V16A	4564	7492	12056	3192	4612	90010 kg	32000 kg	122010 kg

### Technical data

Engine type	B32:40 V12A	B32:40 V16A
Number of cylinders	12	16
Engine speed	r/min	720/750
Mean piston speed	m/s	9.6/10
Max. cont rating (MCR)	kW	5760/6000
Max. cont rating altern, ( $\eta=0.97$ )	kW	5587/5820
Max. cont rating altern, ( $\text{Cos}\phi=0.8$ )	kVA	6983/7275
Max. cont rating altern, ( $\text{Cos}\phi=0.9$ )	kVA	6207/6466
Mean effective pressure (BMEP)	bar	24.9
Specific fuel consumption	g/kWh	183/184
Specific lubricating oil consumption	g/kWh	0.8
Cooling water temp. engine outlet	°C	90

Engine \*\* Engine and foundation

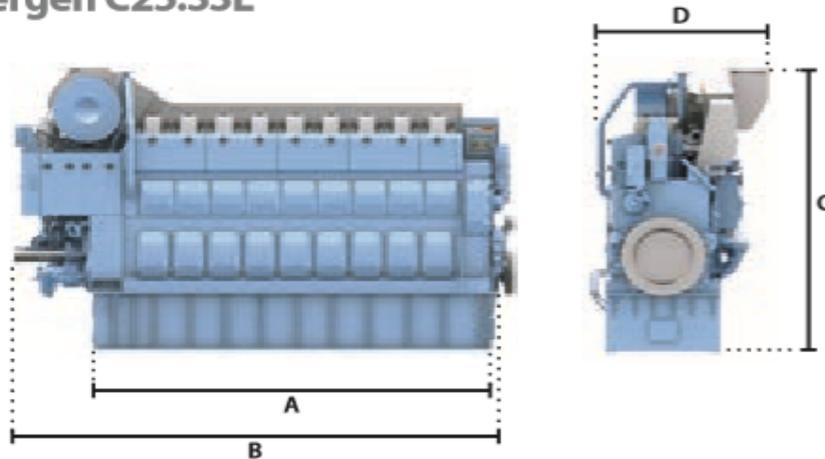
Dimensions given apply for resiliently mounted engines. Choice of alternator may effect the given dimensions and weights.

Figura 26 - Especificações técnicas do gerador da Rolls Royce Bergen B32:40V12A.

ANEXO D: Especificações técnicas do motor da Rolls Royce Bergen C25:33L6A.

# Propulsion engines - Liquid fuel

## Bergen C25:33L



### Principal dimensions

Cylinder diameter 250mm. Piston stroke 330mm.

Engine type	A	B	C	D	Weight dry engine
<b>C25:33L6P</b>	3170	4036	3179	1775	18300kg
C25:33L8P	3930	4796	3195	1873	23200kg
C25:33L9P	4310	5176	3230	1873	25000kg

### Technical data

Engine type		<b>C25:33L6P</b>	C25:33L8P	C25:33L9P
<b>Number of cylinders</b>		<b>6</b>	8	9
<b>Engine speed</b>	r/min	900/1000*	900/1000*	900/1000*
<b>Mean piston speed</b>	m/s	10/11	10/11	10/11
<b>Max. continuous rating (MCR)</b>	kW	1920/2000	2560/2665	2880/3000
<b>Max. continuous rating altern. (MCR)</b>	BHP (metric)	2610/2720	3480/3625	3915/4080
<b>Mean effective pressure (BMEP)</b>	bar	26.4/24.7	26.4/24.7	26.4/24.7
<b>Specific fuel consumption</b>	g/kWh	182/185	182/185	182/185
<b>Specific lubricating oil consumption</b>	g/kWh	0.7	0.7	0.7
<b>Cooling water temp. engine outlet</b>	°C	90	90	90

\* MDO operations

Dimensions given apply for rigidly mounted engines with wet sump. Dry sump can be supplied upon request. Front end P.T.O. can be delivered upon request.

All data subject to change without prior notice

Figura 27- Especificações técnicas do gerador da Rolls Royce Bergen C25:33L6A.

## APÊNDICES

## APÊNDICE A: Detalhamento do balanço elétrico para o sistema diesel-elétrico.

Grupo 1					NO MAR				POSICIONAMENTO DINÂMICO		CARGA E DESCARGA		NO PORTO FUNDEADO	
					ESSENCIAL		NORMAL							
Item	Descrição	Total Unidades	Potência nominal (kW)	Fator de carga	Potência absorvida (kW)	Unidades em serviço	Potência absorvida (kW)							
1	Bb circulação água salgada	2	55,00	0,95	52,25	1	52,25	2	104,50	2	104,50	1	52,25	
2	Bb circulação água doce	2	21,04	0,90	18,93	1	18,93	2	37,87	2	37,87	1	18,93	
3	Bb auxiliar de refrigeração	2	50,00	0,90	45,00	1	45,00	2	90,00	2	90,00	0	0,00	
4	Bb óleo lubrificante	2	6,84	0,90	6,16	1	6,16	2	12,31	2	12,31	0	0,00	
5	Bb óleo comb para os geradores	2	3,72	0,98	3,65	1	3,65	2	7,29	2	7,29	0	0,00	
6	Bb óleo diesel	2	0,90	0,90	0,81	1	0,81	2	1,62	2	1,62	0	0,00	
7	Bb separação óleo pesado	2	4,00	0,70	2,80	1	2,80	2	5,60	1	2,80	1	2,80	
8	Separador óleo pesado	2	35,00	0,70	24,50	1	24,50	1	24,50	1	24,50	1	24,50	
9	Separador óleo lub para os geradores	2	24,30	0,90	21,87	1	21,87	1	21,87	0	0,00	0	0,00	
10	Alimentador óleo comb para motores aux	2	4,90	0,90	3,43	1	3,43	2	6,86	2	6,86	1	3,43	
11	Bb purificador óleo lub motores aux	3	1,80	0,70	1,26	1	1,26	1	1,26	1	1,26	2	6,96	
12	Purificador óleo lub motores aux	3	2,50	0,60	1,50	1	1,50	2	3,00	2	3,00	2	3,00	
13	Bb purificador óleo diesel	2	0,60	0,50	0,30	1	0,30	1	0,30	0	0,00	1	0,30	
14	Purificador óleo diesel	1	3,00	0,90	2,70	1	2,70	1	2,70	0	0,00	1	2,70	
15	Bb alimentação comb caldeira	1	5,00	0,85	4,25	1	4,25	1	4,25	1	4,25	1	4,25	
16	Bb auxiliar alimetação água	2	15,00	0,75	11,25	1	11,25	1	11,25	1	11,25	1	11,25	
17	Ventiladores pca máquinas	4	11,00	0,90	9,90	2	19,80	4	39,60	4	39,60	2	19,80	
18	Proteção Catódica	1	4,00	1,00	4,00	1	4,00	1	4,00	1	4,00	1	4,00	
19	Exaustor aux motor principal	2	22,00	0,90	19,80	1	19,80	2	39,60	2	39,60	0	0,00	
20	Sistema de Controle e Supervisão	1	1,50	1,00	1,50	1	1,50	1	1,50	1	1,50	1	1,50	
21	Gerador elétrico de calor	3	22,00	0,60	17,60	1	17,60	2	35,20	2	35,20	1	17,60	
22	Viscosímetro	2	3,00	0,70	2,10	1	2,10	1	2,10	1	2,10	1	2,10	
<b>POTÊNCIA TOTAL ABSORVIDA</b>						<b>265,45</b>	<b>457,18</b>	<b>454,38</b>	<b>166,67</b>	<b>218,10</b>				
<b>FATOR DE SIMULTANEIDADE</b>						<b>1,00</b>	<b>1,00</b>	<b>1,00</b>	<b>1,00</b>	<b>1,00</b>				
<b>POTÊNCIA TOTAL A CONSIDERAR</b>						<b>265,45</b>	<b>457,18</b>	<b>454,38</b>	<b>166,67</b>	<b>218,10</b>				

Grupo 2					NO MAR				POSICIONAMENTO DINÂMICO		CARGA E DESCARGA		NO PORTO FUNDEADO	
					ESSENCIAL		NORMAL							
Item	Descrição	Total Unidades	Potência nominal (kW)	Fator de carga	Potência absorvida (kW)	Unidades em serviço	Potência absorvida (kW)							
1	Compressor	2	9,50	0,90	8,55	1	8,55	2	17,10	2	17,10	2	17,10	
2	Gerador bb circulação água salgada	1	75,00	0,70	52,50	1	52,50	1	52,50	1	52,50	1	52,50	
3	Bb gás inerte	2	2,20	0,90	1,98	1	1,98	1	1,98	1	1,98	1	1,98	
4	Gerador gás inerte	2	45,00	0,90	40,50	1	40,50	2	81,00	2	81,00	2	81,00	
5	Bb transferência óleo diesel	1	1,50	0,80	1,20	1	1,20	1	1,20	0	0,00	1	1,20	
6	Bb transferência óleo lubrificante	1	1,50	0,80	1,20	1	1,20	1	1,20	0	0,00	1	1,20	
7	Compressor ar principal	2	29,50	0,80	23,60	1	23,60	2	47,20	1	23,60	1	23,60	
8	Compressor ar aux	1	3,70	0,80	2,96	0	0,00	1	2,96	0	0,00	1	2,96	
9	Compressor ar serviços gerais	2	29,50	0,90	26,55	0	0,00	2	53,10	2	53,10	1	26,55	
10	Compressor ar serviços controle	2	15,00	0,90	13,50	1	13,50	1	13,50	1	13,50	1	13,50	
11	Bomba lama	1	1,50	0,75	1,13	0	0,00	1	1,13	1	1,13	1	1,13	
12	Catraca	2	6,00	0,90	5,40	0	0,00	1	5,40	0	0,00	0	0,00	
13	Aquecedores	1	5,00	0,55	2,75	0	0,00	1	2,75	1	2,75	1	2,75	
14	Esterilizador	1	2,00	1,00	2,00	0	0,00	1	2,00	1	2,00	1	2,00	
15	Bb transferência óleo pesado	1	3,00	0,67	2,01	1	2,01	1	2,01	1	2,01	1	2,01	
16	Bb para condensação	2	30,00	0,95	28,50	0	0,00	1	28,50	0	0,00	0	0,00	
<b>POTÊNCIA TOTAL ABSORVIDA</b>						<b>145,64</b>	<b>314,13</b>	<b>308,77</b>	<b>256,63</b>	<b>230,08</b>				
<b>FATOR DE SIMULTANEIDADE</b>						<b>0,50</b>	<b>0,60</b>	<b>0,60</b>	<b>0,60</b>	<b>0,60</b>				
<b>POTÊNCIA TOTAL A CONSIDERAR</b>						<b>72,82</b>	<b>188,48</b>	<b>185,26</b>	<b>153,98</b>	<b>138,05</b>				

Grupo 3					NO MAR				POSICIONAMENTO DINÂMICO		CARGA E DESCARGA		NO PORTO FUNDEADO	
					ESSENCIAL		NORMAL							
Item	Descrição	Total Unidades	Potência nominal (kW)	Fator de carga	Potência absorvida (kW)	Unidades em serviço	Potência absorvida (kW)							
1	Bb serviços gerais	2	37,00	0,96	35,52	0	0,00	1	35,52	0	0,00	0	0,00	
2	Bb emergência incêndio	1	40,00	0,96	38,40	0	0,00	1	38,40	0	0,00	0	0,00	
3	Bb separador água óleo	1	2,50	0,90	2,25	0	0,00	1	2,25	0	0,00	0	0,00	
4	Tanque água quente	1	15,00	1,00	15,00	0	0,00	0	0,00	1	15,00	0	0,00	
5	Incinerador	1	5,50	0,90	4,95	0	0,00	1	4,95	1	4,95	1	4,95	
6	Bb água salgada para sistema de espuma	1	110,00	0,88	96,80	0	0,00	1	96,80	0	0,00	0	0,00	
7	Planta destilação	2	20,00	0,80	16,00	0	0,00	1	16,00	1	16,00	1	16,00	
8	Motor auxiliar pré lubrificação	1	4,00	0,80	3,20	1	3,20	1	3,20	1	3,20	1	3,20	
9	Elevador	1	7,50	0,90	6,75	0	0,00	1	6,75	1	6,75	1	6,75	
10	Bb esgoto	2	0,30	0,90	0,27	0	0,00	0	0,00	0	0,00	2	0,54	
11	Bb lastro	3	1,30	0,90	1,17	0	0,00	0	0,00	0	0,00	3	3,52	
12	Bb carga (lama)	3	1,89	0,90	1,70	0	0,00	0	0,00	0	0,00	0	0,00	
13	Bb carga (óleo diesel)	3	0,72	0,90	0,65	0	0,00	0	0,00	0	0,00	3	5,11	
14	Bb carga (óleo combustível)	3	0,81	0,90	0,73	0	0,00	0	0,00	0	0,00	3	2,19	
<b>POTÊNCIA TOTAL ABSORVIDA</b>						<b>3,20</b>	<b>203,87</b>	<b>203,87</b>	<b>59,22</b>	<b>30,90</b>				
<b>FATOR DE SIMULTANEIDADE</b>						<b>0,30</b>	<b>0,40</b>	<b>0,40</b>	<b>0,40</b>	<b>0,40</b>				
<b>POTÊNCIA TOTAL A CONSIDERAR</b>						<b>0,96</b>	<b>81,55</b>	<b>81,55</b>	<b>23,69</b>	<b>12,36</b>				

Grupo 4					NO MAR				POSICIONAMENTO DINÂMICO		CARGA E DESCARGA		NO PORTO FUNDEADO	
					ESSENCIAL		NORMAL							
Item	Descrição	Total Unidades	Potência nominal (kW)	Fator de carga	Potência absorvida (kW)	Unidades em serviço	Potência absorvida (kW)							
1	Compressor ar condicionado	2	35,00	0,80	28,00	0	0,00	2	56,00	2	56,00	2	56,00	
2	Ventilação ar condicionado	2	15,00	0,80	12,00	0	0,00	2	24,00	2	24,00	2	24,00	
3	Sala de controle máquinas ar condicionado	1	6,80	0,80	5,44	0	0,00	1	5,44	1	5,44	1	5,44	
4	Ventilador ginásio	1	0,75	0,90	0,68	0	0,00	1	0,68	0	0,00	0	0,00	
5	Ventilador / exaustor cozinha	2	2,20	0,90	1,98	0	0,00	2	3,96	2	3,96	2	3,96	
6	Ventilador lavanderia	1	0,75	0,90	0,68	0	0,00	1	0,68	1	0,68	1	0,68	
7	Exaustor lavanderia	1	1,50	0,80	1,20	0	0,00	1	1,20	1	1,20	1	1,20	
8	Ventilador sala gerador de emergência	1	9,20	0,90	8,28	0	0,00	1	8,28	0	0,00	0	0,00	
9	Exaustor banheiros	2	0,75	0,83	0,62	0	0,00	2	1,25	2	1,25	2	1,25	
10	Exaustor hospital	1	0,37	0,66	0,24	0	0,00	1	0,24	1	0,24	1	0,24	
11	Exaustor copa	1	0,37	0,90	0,33	0	0,00	1	0,33	1	0,33	1	0,33	
12	Ventilador válvulas hidráulicas	1	0,55	0,90	0,50	0	0,00	1	0,50	1	0,50	1	0,50	
13	Exaustor válvulas hidráulicas	1	0,55	0,90	0,50	0	0,00	1	0,50	1	0,50	1	0,50	
14	Exaustor estação controle incêndio	1	0,37	0,90	0,33	0	0,00	1	0,33	1	0,33	1	0,33	
<b>POTÊNCIA TOTAL ABSORVIDA</b>						<b>0,00</b>	<b>104,82</b>	<b>95,86</b>	<b>95,86</b>	<b>95,86</b>				
<b>FATOR DE SIMULTANEIDADE</b>						<b>0,90</b>	<b>0,90</b>	<b>0,90</b>	<b>0,90</b>	<b>0,90</b>				
<b>POTÊNCIA TOTAL A CONSIDERAR</b>						<b>0,00</b>	<b>94,33</b>	<b>86,27</b>	<b>86,27</b>	<b>86,27</b>				

Grupo 5					NO MAR				POSICIONAMENTO DINÂMICO		CARGA E DESCARGA		NO PORTO FUNDEADO	
					ESSENCIAL		NORMAL		Unidades em serviço	Potência absorvida (kW)	Unidades em serviço	Potência absorvida (kW)	Unidades em serviço	Potência absorvida (kW)
Item	Descrição	Total Unidades	Potência nominal (kW)	Fator de carga	Potência absorvida (kW)	Unidades em serviço	Potência absorvida (kW)	Unidades em serviço						
1	Compressor	2	9,20	0,75	6,90	1	6,90	1	6,90	1	6,90	1	6,90	
2	Ventilador da câmara frigorífica	4	8,00	0,75	6,00	4	24,00	4	24,00	4	24,00	4	24,00	
3	Ventilador da ante-câmara	1	1,00	0,75	0,75	1	0,75	1	0,75	1	0,75	1	0,75	
4	Ventilador refrateiro	4	0,18	0,90	0,16	4	0,65	4	0,65	4	0,65	4	0,65	
5	Sistema descongelamento	1	4,50	1,00	4,50	0	0,00	0	0,00	0	0,00	0	0,00	
<b>POTÊNCIA TOTAL ABSORVIDA</b>						<b>32,30</b>	<b>5,15</b>	<b>32,30</b>	<b>32,30</b>	<b>32,30</b>	<b>32,30</b>	<b>32,30</b>	<b>32,30</b>	
<b>FATOR DE SIMULTANEIDADE</b>						<b>1,00</b>	<b>1,00</b>	<b>1,00</b>	<b>1,00</b>	<b>1,00</b>	<b>1,00</b>	<b>1,00</b>	<b>1,00</b>	
<b>POTÊNCIA TOTAL A CONSIDERAR</b>						<b>32,30</b>	<b>5,15</b>	<b>32,30</b>	<b>32,30</b>	<b>32,30</b>	<b>32,30</b>	<b>32,30</b>	<b>32,30</b>	

Grupo 6					NO MAR				POSICIONAMENTO DINÂMICO		CARGA E DESCARGA		NO PORTO FUNDEADO	
					ESSENCIAL		NORMAL		Unidades em serviço	Potência absorvida (kW)	Unidades em serviço	Potência absorvida (kW)	Unidades em serviço	Potência absorvida (kW)
Item	Descrição	Total Unidades	Potência nominal (kW)	Fator de carga	Potência absorvida (kW)	Unidades em serviço	Potência absorvida (kW)	Unidades em serviço						
1	Thruster de tunel de proa	2	954,00	1,00	954,00	0	0,00	0	0,00	2	1908,00	0	0,00	
2	Thruster azimutal de popa	2	2174,00	1,00	2174,00	2	2174,00	2	2174,00	2	4348,00	0	0,00	
3	Thruster retrátil de proa	1	978,00	1,00	978,00	0	0,00	0	0,00	1	978,00	0	0,00	
<b>POTÊNCIA TOTAL ABSORVIDA</b>						<b>2174,00</b>	<b>2174,00</b>	<b>7234,00</b>	<b>0,00</b>	<b>0,00</b>	<b>0,00</b>	<b>0,00</b>		
<b>FATOR DE SIMULTANEIDADE</b>						<b>1,00</b>	<b>1,00</b>	<b>1,00</b>	<b>1,00</b>	<b>1,00</b>	<b>1,00</b>	<b>1,00</b>		
<b>POTÊNCIA TOTAL A CONSIDERAR</b>						<b>2174,00</b>	<b>2174,00</b>	<b>7234,00</b>	<b>0,00</b>	<b>0,00</b>	<b>0,00</b>	<b>0,00</b>		

Grupo 7					NO MAR				POSICIONAMENTO DINÂMICO		CARGA E DESCARGA		NO PORTO FUNDEADO	
					ESSENCIAL		NORMAL		Unidades em serviço	Potência absorvida (kW)	Unidades em serviço	Potência absorvida (kW)	Unidades em serviço	Potência absorvida (kW)
Item	Descrição	Total Unidades	Potência nominal (kW)	Fator de carga	Potência absorvida (kW)	Unidades em serviço	Potência absorvida (kW)	Unidades em serviço						
3	Turcos das baleeiras	2	37,00	0,9	33,30	0	0,00	0	0,00	0	0,00	0	0,00	
4	Guindastes de Convés	2	100,00	0,9	90,00	0	0,00	0	0,00	1	90,00	2	180,00	
<b>POTÊNCIA TOTAL ABSORVIDA</b>						<b>0,00</b>	<b>0,00</b>	<b>90,00</b>	<b>190,00</b>	<b>0,00</b>	<b>0,00</b>			
<b>FATOR DE SIMULTANEIDADE</b>						<b>0,40</b>	<b>0,40</b>	<b>0,60</b>	<b>0,60</b>	<b>0,50</b>	<b>0,50</b>			
<b>POTÊNCIA TOTAL A CONSIDERAR</b>						<b>0,00</b>	<b>0,00</b>	<b>54,00</b>	<b>108,00</b>	<b>0,00</b>	<b>0,00</b>			

Grupo 8					NO MAR				POSICIONAMENTO DINÂMICO		CARGA E DESCARGA		NO PORTO FUNDEADO	
					ESSENCIAL		NORMAL		Unidades em serviço	Potência absorvida (kW)	Unidades em serviço	Potência absorvida (kW)	Unidades em serviço	Potência absorvida (kW)
Item	Descrição	Total Unidades	Potência nominal (kW)	Fator de carga	Potência absorvida (kW)	Unidades em serviço	Potência absorvida (kW)	Unidades em serviço						
1	Bebedouro	6	2,00	1,00	2,00	0	0,00	6	12,00	6	12,00	6	12,00	
2	Forno elétrico	1	6,00	1,00	6,00	0	0,00	1	6,00	1	6,00	1	6,00	
3	Geladeira (400 l)	3	0,90	0,90	0,81	0	0,00	3	2,43	3	2,43	3	2,43	
4	Chapa quente	1	2,00	1,00	2,00	0	0,00	1	2,00	1	2,00	1	2,00	
5	Cafeteira	2	1,50	1,00	1,50	0	0,00	2	3,00	2	3,00	2	3,00	
6	Descascador de batatas	1	0,60	0,90	0,54	0	0,00	1	0,54	1	0,54	1	0,54	
7	Forno microondas	1	1,20	1,00	1,20	0	0,00	1	1,20	1	1,20	1	1,20	
8	Geladeira (260l)	1	0,30	0,90	0,27	0	0,00	1	0,27	1	0,27	1	0,27	
9	Máquina de lavar pratos	1	1,50	1,00	1,50	0	0,00	1	1,50	1	1,50	1	1,50	
10	Torradeira	1	0,50	1,00	0,50	0	0,00	1	0,50	1	0,50	1	0,50	
<b>POTÊNCIA TOTAL ABSORVIDA</b>						<b>0,00</b>	<b>29,44</b>	<b>29,44</b>	<b>29,44</b>	<b>29,44</b>	<b>29,44</b>			
<b>FATOR DE SIMULTANEIDADE</b>						<b>0,50</b>	<b>0,50</b>	<b>0,50</b>	<b>0,50</b>	<b>0,50</b>	<b>0,50</b>			
<b>POTÊNCIA TOTAL A CONSIDERAR</b>						<b>0,00</b>	<b>14,72</b>	<b>14,72</b>	<b>14,72</b>	<b>14,72</b>	<b>14,72</b>			

Grupo 9					NO MAR				POSICIONAMENTO DINÂMICO		CARGA E DESCARGA		NO PORTO FUNDEADO	
					ESSENCIAL		NORMAL		Unidades em serviço	Potência absorvida (kW)	Unidades em serviço	Potência absorvida (kW)	Unidades em serviço	Potência absorvida (kW)
Item	Descrição	Total Unidades	Potência nominal (kW)	Fator de carga	Potência absorvida (kW)	Unidades em serviço	Potência absorvida (kW)	Unidades em serviço						
1	Máquina lavar (12Kg)	1	4,00	0,90	3,60	0	0,00	1	3,60	1	3,60	1	3,60	
2	Máquina lavar (8Kg)	1	2,50	0,90	2,25	0	0,00	1	2,25	1	2,25	1	2,25	
3	Máquina secar	1	2,50	0,90	2,25	0	0,00	1	2,25	1	2,25	1	2,25	
4	Ferro	1	3,50	1,00	3,50	0	0,00	1	3,50	1	3,50	1	3,50	
<b>POTÊNCIA TOTAL ABSORVIDA</b>						<b>0,00</b>	<b>11,60</b>	<b>11,60</b>	<b>11,60</b>	<b>11,60</b>	<b>11,60</b>			
<b>FATOR DE SIMULTANEIDADE</b>						<b>0,50</b>	<b>0,50</b>	<b>0,50</b>	<b>0,50</b>	<b>0,50</b>	<b>0,50</b>			
<b>POTÊNCIA TOTAL A CONSIDERAR</b>						<b>0,00</b>	<b>5,80</b>	<b>5,80</b>	<b>5,80</b>	<b>5,80</b>	<b>5,80</b>			

Grupo 10					NO MAR				POSICIONAMENTO DINÂMICO		CARGA E DESCARGA		NO PORTO FUNDEADO	
					ESSENCIAL		NORMAL		Unidades em serviço	Potência absorvida (kW)	Unidades em serviço	Potência absorvida (kW)	Unidades em serviço	Potência absorvida (kW)
Item	Descrição	Total Unidades	Potência nominal (kW)	Fator de carga	Potência absorvida (kW)	Unidades em serviço	Potência absorvida (kW)	Unidades em serviço						
1	Torno	1	8,00	0,75	6,00	0	0,00	1	6,00	0	0,00	1	6,00	
2	Ponte rolante	2	9,00	0,70	6,30	0	0,00	2	12,60	2	12,60	2	12,60	
3	Máquina de solda	1	20,00	0,70	14,00	0	0,00	1	14,00	0	0,00	1	14,00	
4	Painel de ensaio do eletricitista	1	7,00	1,00	7,00	0	0,00	1	7,00	1	7,00	1	7,00	
<b>POTÊNCIA TOTAL ABSORVIDA</b>						<b>0,00</b>	<b>39,60</b>	<b>19,60</b>	<b>39,60</b>	<b>33,30</b>	<b>33,30</b>			
<b>FATOR DE SIMULTANEIDADE</b>						<b>0,40</b>	<b>0,40</b>	<b>0,40</b>	<b>0,40</b>	<b>0,40</b>	<b>0,40</b>			
<b>POTÊNCIA TOTAL A CONSIDERAR</b>						<b>0,00</b>	<b>15,84</b>	<b>7,84</b>	<b>15,84</b>	<b>13,32</b>	<b>13,32</b>			

Grupo 11					NO MAR				POSICIONAMENTO DINÂMICO		CARGA E DESCARGA		NO PORTO FUNDEADO	
					ESSENCIAL		NORMAL		Unidades em serviço	Potência absorvida (kW)	Unidades em serviço	Potência absorvida (kW)	Unidades em serviço	Potência absorvida (kW)
Item	Descrição	Total Unidades	Potência nominal (kW)	Fator de carga	Potência absorvida (kW)	Unidades em serviço	Potência absorvida (kW)	Unidades em serviço						
1	Praça máquinas	1	20,00	1,00	20,00	1	20,00	1	20,00	1	20,00	1	20,00	
2	Acomodações	1	30,00	1,00	30,00	1	30,00	1	30,00	1	30,00	1	30,00	
3	Convés principal	1	17,00	1,00	17,00	0	0,00	1	17,00	1	17,00	1	17,00	
4	Luzes emergência	20	0,04	1,00	0,04	15	0,60	15	0,60	0	0,00	0	0,00	
<b>POTÊNCIA TOTAL ABSORVIDA</b>						<b>50,60</b>	<b>67,60</b>	<b>67,00</b>	<b>67,00</b>	<b>67,00</b>	<b>67,00</b>			
<b>FATOR DE SIMULTANEIDADE</b>						<b>0,70</b>	<b>0,70</b>	<b>0,70</b>	<b>0,70</b>	<b>0,70</b>	<b>0,70</b>			
<b>POTÊNCIA TOTAL A CONSIDERAR</b>						<b>35,42</b>	<b>47,32</b>	<b>46,90</b>	<b>46,90</b>	<b>46,90</b>	<b>46,90</b>			

Grupo 12					NO MAR				POSICIONAMENTO DINÂMICO		CARGA E DESCARGA		NO PORTO FUNDEADO	
Equipamentos Náuticos e de Auxílio à Navegação					ESSENCIAL		NORMAL		Unidades em serviço	Potência absorvida (kW)	Unidades em serviço	Potência absorvida (kW)	Unidades em serviço	Potência absorvida (kW)
Item	Descrição	Total Unidades	Potência nominal (kW)	Fator de carga	Potência absorvida (kW)	Unidades em serviço	Potência absorvida (kW)	Unidades em serviço						
1	Telefones	1	0,80	1,00	0,80	1	0,80	1	0,80	1	0,80	1	0,80	
2	Sistema de detecção alarme incêndio	1	1,20	1,00	1,20	1	1,20	1	1,20	1	1,20	1	1,20	
3	Rádio	1	2,00	1,00	2,00	1	2,00	1	2,00	1	2,00	1	2,00	
4	Girocompasso	1	0,30	1,00	0,30	1	0,30	1	0,30	0	0,00	0	0,00	
5	Piloto automático	1	0,20	1,00	0,20	1	0,20	1	0,20	0	0,00	0	0,00	
6	Sistema de gerenciamento da viagem	1	1,00	1,00	1,00	1	1,00	1	1,00	0	0,00	0	0,00	
7	Radar	2	1,20	1,00	1,20	1	1,20	2	2,40	2	2,40	0	0,00	
8	Navegadores (GPS/DGPS)	2	0,50	1,00	0,50	1	0,50	1	0,50	1	0,50	1	0,50	
9	Sistema indicação ângulo leme	1	0,20	1,00	0,20	0	0,00	1	0,20	1	0,20	0	0,00	
10	Luzes navegação	1	1,60	1,00	1,60	1	1,60	1	1,60	1	1,60	0	0,00	
11	Computadores	1	0,50	1,00	0,50	0	0,00	0	0,00	0	0,00	1	0,50	
12	Gravador de dados da viagem (VDR)	1	1,00	1,00	1,00	0	0,00	1	1,00	1	1,00	1	1,00	
13	Sistema de identificação automática (AIS)	1	0,80	1,00	0,80	1	0,80	1	0,80	1	0,80	1	0,80	
14	Sistema alerta segurança do navio (SSAS)	1	0,60	1,00	0,60	1	0,60	1	0,60	1	0,60	1	0,60	
15	Sistema sonoro	1	0,20	1,00	0,20	1	0,20	1	0,20	1	0,20	0	0,00	
16	Sistema de indicação do calado	1	0,30	1,00	0,30	1	0,30	1	0,30	1	0,30	1	0,30	
17	Circuito interno TV	1	1,20	1,00	1,20	0	0,00	1	1,20	1	1,20	1	1,20	
<b>POTÊNCIA TOTAL ABSORVIDA</b>						10,70		14,30		13,10		8,90		8,40
<b>FATOR DE SIMULTANEIDADE</b>						0,80		0,80		0,80		0,80		0,80
<b>POTÊNCIA TOTAL A CONSIDERAR</b>						8,56		11,44		10,48		7,12		6,72

**APÊNDICE B:** Para detalhamento do sistema híbrido, considerar igual ao do sistema elétrico (Apêndice A), com exceção do grupo 6, que é apresentado a seguir:

Grupo 6					NO MAR				POSICIONAMENTO DINÂMICO		CARGA E DESCARGA		NO PORTO FUNDEADO		
Thrusters - Posicionamento Dinâmico		Total Unidades	Potência nominal (kW)	Fator de carga	Potência absorvida (kW)	ESSENCIAL		NORMAL		Unidades em serviço	Potência absorvida (kW)	Unidades em serviço	Potência absorvida (kW)	Unidades em serviço	Potência absorvida (kW)
Item	Descrição					Unidades em serviço	Potência absorvida (kW)	Unidades em serviço	Potência absorvida (kW)						
1	Thruster de tunel de proa	2	954,00	1,00	954,00	0	0,00	0	0,00	2	1908,00	0	0,00	0	0,00
2	Thruster azimutal de popa	2	2174,00	1,00	2174,00	0	0,00	0	0,00	2	4348,00	0	0,00	0	0,00
3	Thruster retrátil de proa	1	978,00	1,00	978,00	0	0,00	0	0,00	1	978,00	0	0,00	0	0,00
<b>POTÊNCIA TOTAL ABSORVIDA</b>						0,00	0,00	0,00	0,00	7234,00	0,00	0,00	0,00	0,00	
<b>FATOR DE SIMULTANEIDADE</b>						1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
<b>POTÊNCIA TOTAL A CONSIDERAR</b>						0,00	0,00	0,00	0,00	7234,00	0,00	0,00	0,00	0,00	

