

MARINHA DO BRASIL
DIRETORIA DE ENSINO DA MARINHA
CENTRO DE INSTRUÇÃO ALMIRANTE ALEXANDRINO

CURSO DE APERFEIÇOAMENTO AVANÇADO EM
PROPULSÃO NAVAL

TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

O FUTURO DA TURBINA A GÁS NA MARINHA DO BRASIL



1ºTen RAFAEL MODESTO GUIMARÃES DA ROCHA TRISTÃO

Rio de Janeiro
2023

1ºTen RAFAEL MODESTO GUIMARÃES DA ROCHA TRISTÃO

O FUTURO DA TURBINA A GÁS NA MARINHA DO BRASIL

Monografia apresentada ao Centro de Instrução Almirante Alexandrino como requisito parcial à conclusão do Curso de Aperfeiçoamento Avançado em Propulsão Naval.

Orientadores:

Prof. Dr. Ulisses Admar Barbosa Vicente Monteiro

CC (EN) Júlio César Silva Pontes

1ºTen RAFAEL MODESTO GUIMARÃES DA ROCHA TRISTÃO

O FUTURO DA TURBINA A GÁS NA MARINHA DO BRASIL

Monografia apresentada ao Centro de Instrução Almirante Alexandrino como requisito parcial à conclusão do Curso de Aperfeiçoamento Avançado em Propulsão Naval.

Aprovada em _____.

Banca Examinadora:

Carlos Alfredo Órfão Martins, M. Sc. – CIAA _____

Júlio César Silva Pontes, M. Sc. – DEN _____

Ulisses Admar Barbosa Vicente Monteiro, D. Sc. – UFRJ _____

CIAA
Rio de Janeiro
2023

Dedico este trabalho primeiramente a Deus que me deu forças e me capacitou ao longo dessa jornada, bem como à minha família e namorada que sempre estiveram ao meu lado, me apoiando e acreditando em mim.

AGRADECIMENTOS

Em primeiro lugar, meu eterno agradecimento ao Homem lá de cima que nunca descansa quando o assunto é cuidar de mim. Se hoje eu pude chegar até aqui, em vida e com saúde é porque sou um milagre de Deus, tenho uma fé que é inabalável e um Deus que cuida de mim a todo momento.

À minha família, o meu porto seguro, que a todo momento me concedeu o maior apoio possível, de todas as maneiras, me dando forças e, o mais importante, orando por mim. O suporte dos meus pais e minha irmã foi imprescindível para eu alcançar meu objetivo. Ao meu pai, grande pilar da nossa família, meu melhor amigo e maior exemplo, meu muito obrigado mais uma vez. À minha mãe, minha eterna gratidão, por ter sempre a palavra certa e mais sábia possível, na hora exata, de forma a me instruir e sempre me ajudar da melhor maneira, sem medir esforços. E à minha irmã Juliana, minha maior inspiração e pessoa mais inteligente que eu já vi na minha vida, meu eterno agradecimento também. Tenho certeza de que tudo foi possível somente por poder me espelhar em vocês e ter vocês como exemplo. Aos meus avós, padrinhos e amigos que sempre me apoiaram, acreditaram e torceram por mim.

Não poderia me furtar, é claro, de agradecer à minha namorada Isabella pelo apoio e torcida diuturnamente, estando ao meu lado e me ajudando em tudo o que era possível, desde os menores detalhes, até me dando forças para eu seguir em momentos de cansaço. Me faltam palavras para expressar minha gratidão a você por todo suporte que me deu ao longo dessa jornada.

Aos meus orientadores CC (EN) Júlio César e professor Ulisses que puderam contribuir de sobremaneira para elaboração desse trabalho, me subsidiando de informações, conhecimento, ideias e material. Um agradecimento especial ao professor Ulisses que, com maestria e distinção, ministrou matérias, ao longo do curso, contribuindo para a elaboração deste trabalho. Sua expertise, paciência e incentivo foram fundamentais ao longo desse período. Agradeço a confiança depositada em mim, o que me motivou em buscar a excelência em cada etapa desse trabalho.

Ao CC (RM1-EN) Carlos Martins, coordenador do curso de Propulsão Naval, que muito nos ajudou ao longo desse ano, sendo o mais compreensivo possível, além de estar sempre aberto a nos receber e passar um pouco de sua vasta experiência para nós. Além, é claro, de suas aulas ministradas de maneira excepcional, que muito contribuíram para nossa formação.

“Não há nada mais diplomático que
um navio de guerra.”

Winston Churchill

O FUTURO DA TURBINA A GÁS NA MARINHA DO BRASIL

RESUMO

Este trabalho se dedica à análise teórica e revisão bibliográfica dos sistemas de propulsão naval, com a finalidade de realizar uma comparação entre as turbinas a gás (TG) e os motores a Diesel. Inicialmente, apresenta-se uma sólida base teórica em sistemas térmicos e termodinâmica, proporcionando os fundamentos necessários para a subsequente avaliação. O estudo aprofunda-se em uma investigação abrangente da literatura, abordando as características de consumo e eficiência dessas tecnologias cruciais na propulsão naval. A análise comparativa se concentra em três aspectos-chave no decorrer deste trabalho: eficiência energética e custo de operação. Ao avaliar esses parâmetros, este estudo busca não apenas informar sobre a eficácia dos sistemas de propulsão em termos técnicos, mas também destacar considerações econômicas e ambientais cruciais na tomada de decisões para aquisição de meios navais. Por fim, a parte prática deste estudo é realizada por meio de um detalhado estudo de caso envolvendo as turbinas das Fragatas Classe Niterói (FCN), Corvetas Classe Barroso (CCB) e Inhaúma (CCI) em comparação com os motores a diesel novas Fragatas Classe Tamandaré (FCT), que são similares aos motores dos Navios-Patrolha Oceânico (NPaOc) Classe Amazonas da Marinha do Brasil (MB). Esta abordagem oferece um olhar prático e valioso sobre as operações reais dessas embarcações, complementando e enriquecendo a compreensão derivada da revisão bibliográfica. Dessa maneira, foi possível constatar que os motores Diesel em estudo apresentam um consumo menor em todas as velocidades, porém quando a demanda é próxima a 30 nós, torna-se factível atende-la apenas utilizando as TG.

Palavras-chave: Propulsão naval, ciclo Brayton, ciclo diesel, eficiência energética, Marinha do Brasil.

THE FUTURE OF THE GAS TURBINE IN THE BRAZILIAN NAVY

ABSTRACT

This work is dedicated to the theoretical analysis and bibliographic review of naval propulsion systems, with special emphasis on gas and diesel engines. Initially, it provides a solid theoretical foundation in thermal systems and thermodynamics, equipping the study with the necessary fundamentals for subsequent evaluation. The study delves into a comprehensive literature investigation, covering the characteristics and efficiency of these crucial technologies in naval propulsion. The comparative analysis focuses on three key aspects: energy efficiency and operational cost. By evaluating these parameters, this study aims not only to inform about the effectiveness of propulsion systems in technical terms, but also to highlight crucial economic and environmental considerations in decision-making regarding the naval fleet. The practical part of this study is conducted through a detailed case study involving the turbines from the Niterói Class Frigates, Barroso and Inhaúma Class Corvettes compared with the diesel engines of the new Tamandaré Class Frigates, which are similar to engines of the Amazonas Class Oceanic Patrol Vessels of the Brazilian Navy. This approach offers a practical and valuable insight into the real-world operations of these vessels, complementing and enriching the understanding derived from the literature review. In this way, it was possible to verify that the Diesel engines under study present a lower consumption at all speeds, but when the demand is close to 30 knots, it becomes feasible to meet it just using the turbines.

Keywords: Naval propulsion, Brayton cycle, Diesel cycle, energy efficiency, Brazilian Navy.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Ciclo Brayton aberto.....	17
Figura 2 - Ciclo Brayton fechado.	18
Figura 3 - Diagramas a) T-s e b) P-v do ciclo Brayton.	19
Figura 4 - Comparação do diagrama T-s entre o ciclo ideal e real.....	22
Figura 5 - Ciclo Brayton com regenerador.....	22
Figura 6 - Diagrama T-s do ciclo Brayton com reaquecimento.	23
Figura 7 - Ciclo Brayton com inter-resfriamento e superaquecimento.	24
Figura 8 - Diagrama T-s do ciclo Brayton com inter-resfriamento e superaquecimento.	25
Figura 9 - Ciclo Diesel.....	26
Figura 10 - Comparação de motores a gasolina e a diesel.....	27
Figura 11 - Diagrama P-v e T-s do ciclo Diesel.	28
Figura 12 - Comparação entre o ciclo Diesel real e ideal.....	30
Figura 13 - Turbina a gás LM2500.....	36
Figura 14 - Separação das regiões da turbina LM2500.	37
Figura 15 - Componentes de entrada da turbina LM2500.....	37
Figura 16 - Gerador de Gás da turbina LM2500.	38
Figura 17 - Seção do compressor da turbina LM2500.	38
Figura 18 - Combustor da turbina LM2500.....	39
Figura 19 - Turbina de alta potência do motor LM2500.....	39
Figura 20 - Componentes da turbina de potência do motor LM2500.	40
Figura 21 - Rotor da turbina de baixa pressão do motor LM2500.	40
Figura 22 - Estator da turbina de baixa potência do motor LM2500.	41
Figura 23 - Quadro traseiro da turbina de potência do motor LM2500.	41
Figura 24 - Turbina Olympus TM3B.	42

Figura 25 - Motor a diesel MAN 28/33D.....	43
Figura 26 - Sistema CODOG.....	45
Figura 27 - Velocidade x Combustível para a Turbina GE LM2500.....	50
Figura 28 – Velocidade x Combustível para a Turbina Olympus TM3B	51
Figura 29 - Velocidade x Combustível 1 motor MAN 12V28/33D por eixo.....	52
Figura 30 - Velocidade x Combustível para 2 motores MAN 12V28/33D por eixo.....	53

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Parâmetros operacionais da turbina LM2500.....	36
Tabela 2 - Parâmetros operacionais da turbina Olympus TM3B.	42
Tabela 3 - Dados operacionais do motor MAN 28/33D.....	44
Tabela 4 - Vantagens e desvantagens da Turbina a Gás.....	47
Tabela 5 - Resultado comparativo para a velocidade de 12 nós.....	54
Tabela 6 - Resultado comparativo para a velocidade de 16 nós.....	55
Tabela 7 - Resultado comparativo para a velocidade de 30 nós.....	56

LISTA DE SIGLAS E ABREVIATURAS

q_{entra}	Calor específico que entra
q_{sai}	Calor específico que sai
w_{entra}	Trabalho específico que entra
w_{sai}	Trabalho específico que sai
h_{sai}	Entalpia que sai
h_{entra}	Entalpia que entra
η_{Diesel}	Rendimento do ciclo Diesel
$\eta_{Brayton}$	Rendimento do ciclo Brayton
T_1	Temperatura no ponto 1
T_2	Temperatura no ponto 2
T_3	Temperatura no ponto 3
T_4	Temperatura no ponto 4
k	Razão dos calores específicos c_p/c_v
V_3	Volume no ponto 3
v_3	Volume específico no ponto 3
V_2	Volume no ponto 2
v_2	Volume específico no ponto 2
c_v	Calor específico a volume constante
c_p	Calor específico a pressão constante
h_1	Entalpia no ponto 1
h_4	Entalpia no ponto 4
$w_{líquido}$	Trabalho específico líquido

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	12
2 OBJETIVOS	13
2.1 Objetivos primários.....	13
2.2 Objetivos secundários	13
3 JUSTIFICATIVA	14
4 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	15
5 METODOLOGIA.....	16
5.1 Classificação da pesquisa.....	16
5.1.1 Classificação quanto aos fins	16
5.1.2 Classificação quanto aos meios	16
5.2 Limitações do método	16
6 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA.....	17
6.1 Ciclo Brayton	17
6.1.1 Ciclo Brayton Real.....	20
6.1.2 Ciclo Brayton com Regenerador.....	22
6.1.3 Ciclo Brayton com inter-resfriamento e superaquecimento	24
6.2 Ciclo Diesel.....	26
6.2.1 Ciclo Diesel Real	29
6.3 Revisão de literatura	31
7 TURBINAS E MOTORES UTILIZADOS NA MB	35
7.1 Turbina LM2500	35
7.2 Turbina Olympus TM3B.....	41
7.3 Motores MAN 28/33D	43
7.4 Comparação entre Turbina a Gás e Motor a Diesel	45
8 ESTUDO DE CASO	48
9 RESULTADOS	50
9.1 Análise do consumo de combustível	50
9.2 Velocidade de 12 nós	54
9.3 Velocidade 16 nós	55
9.4 Velocidade de 30 nós	56
10 CONCLUSÕES.....	57
10.1 Sugestão para futuros trabalhos	58
REFERÊNCIAS.....	59
APÊNDICE A – PROGRAMA NO EES PARA SIMULAÇÃO	62

1 INTRODUÇÃO

A eficiência e a sustentabilidade dos sistemas de propulsão naval são elementos fundamentais no contexto da operação e manutenção de meios navais. A escolha entre as TG e motores a diesel desempenha um papel crucial na determinação do desempenho operacional e custos associados a navios de grande porte. Este estudo se propõe a investigar de forma abrangente e comparativa os aspectos teóricos e práticos dessas duas tecnologias, destacando as complexidades, vantagens e sacrifícios envolvidos.

Para estabelecer uma base sólida para esta análise, é imperativo compreender os princípios fundamentais da termodinâmica e sistemas térmicos, que formam o cerne dos motores marítimos. Esta revisão teórica servirá como o alicerce para a avaliação posterior das características e eficiência de motores a gás e a diesel.

A parte prática deste trabalho se materializa através de um estudo de caso detalhado, envolvendo os motores das FCN, das CCB e CCI e motores das novas FCT, estes similares aos os motores dos NPaOc Classe Amazonas. Esta abordagem proporciona uma visão concreta das operações reais desses navios, permitindo uma avaliação direta e valiosa das tecnologias em questão.

Ao analisar a eficiência energética e custos de operação, este estudo visa não apenas fornecer sugestões técnicas, mas também contribuir para a tomada de decisões estratégicas no que tange à propulsão naval. A compreensão aprofundada desses elementos é essencial para promover a eficiência operacional e a sustentabilidade dos meios navais, alinhando-se com os objetivos de modernização.

Esta investigação representa um passo significativo na compreensão e aprimoramento das tecnologias de propulsão naval, sendo de interesse não apenas para profissionais e pesquisadores na área, mas também para aqueles preocupados com a eficiência e a sustentabilidade das operações marítimas em um contexto global.

2 OBJETIVOS

2.1 Objetivos primários

O presente estudo tem como objetivo principal realizar uma análise abrangente e comparativa entre os sistemas de propulsão naval, com ênfase nas TG e motores a Diesel. Para alcançar esse propósito, os objetivos principais incluem:

- **Analisar os Fundamentos Teóricos:** Estabelecer uma base sólida de entendimento teórico em sistemas térmicos e termodinâmica, fornecendo os princípios necessários para a avaliação dos motores e TG.
- **Investigar a Literatura Existente:** Realizar uma revisão bibliográfica abrangente para compreender as características e eficiência de TG e motores a diesel na propulsão naval.
- **Conduzir um Estudo de Caso:** Avaliar o desempenho dos motores das FCN, CCB, CCI e das FCT em operações simuladas, proporcionando dados empíricos para enriquecer a compreensão teórica.
- **Avaliar Custos Operacionais:** Investigar os custos associados à operação e manutenção das propulsões em questão, levando em conta fatores como consumo de combustível, manutenção preventiva e reparos.

2.2 Objetivos secundários

Além dos objetivos principais, o estudo também busca alcançar os seguintes objetivos secundários:

- **Contribuir para o Conhecimento Científico:** Expandir o corpo de conhecimento existente na área de propulsão naval, fornecendo uma análise abrangente e comparativa das tecnologias de motores.
- **Informar Tomadas de Decisão Estratégicas:** Oferecer informações valiosas para profissionais da indústria naval e tomadores de decisão, auxiliando na escolha e otimização de sistemas de propulsão para embarcações.
- **Estabelecer Diretrizes para Futuras Pesquisas:** Identificar lacunas no conhecimento e sugerir áreas para futuras pesquisas relacionadas à propulsão naval e tecnologias de motores.

3 JUSTIFICATIVA

A propulsão naval é um componente vital para o funcionamento eficiente e econômico de embarcações em todo o mundo. A escolha entre TG e motores a diesel tem implicações diretas sobre a eficiência operacional e os custos associados à operação de meios de superfície. Diante do contexto atual de busca por soluções mais eficazes e sustentáveis na indústria naval, a investigação detalhada dessas tecnologias se mostra crucial.

Esta pesquisa é relevante não apenas do ponto de vista teórico, ao aprofundar o entendimento sobre sistemas de propulsão naval, mas também tem implicações práticas significativas. Ao focar nas turbinas das FCN, Corvetas Barroso e Inhaúma e nos motores das FCT, o estudo contribui diretamente para a modernização e otimização dos meios navais. Os motores MAN que serão utilizados nas FCT em questão são similares aos motores dos NPaOc, e por isso foram escolhidos para o estudo, pois é o que há de mais moderno na MB. Além, é claro, de trazer a justificativa de porquê as turbinas estão entrando em desuso nos navios mais novos.

Ao avançar nesse campo, este trabalho fornece uma análise aprofundada e comparativa das tecnologias de motores e sua aplicação na propulsão naval. Dessa forma, a relevância desta pesquisa se estende não apenas para a comunidade científica, mas também para a sociedade em geral, ao promover o desenvolvimento de tecnologias mais eficazes e sustentáveis para o setor naval.

4 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

O tipo de pesquisa a ser realizado será uma Revisão de Literatura, abrangendo uma busca em manuais, livros, dissertações e artigos científicos selecionados através de bases de dados renomadas. Estas bases de dados incluirão, mas não se limitarão a: Google Scholar, Web of Science e IEEE Xplore. Além do banco de dados de instituições públicas a fim de consultar os trabalhos de conclusão de curso e defesas de tese que possuem relevância para este trabalho.

O período de busca será definido para os últimos 10 anos, garantindo a inclusão de estudos contemporâneos e relevantes. As palavras-chave utilizadas na busca serão "propulsão naval", "turbinas a gás", "motores a Diesel", "eficiência energética", entre outras pertinentes ao escopo da pesquisa. A seleção dos artigos e livros será baseada em critérios de relevância e rigor científico, visando garantir a confiabilidade e representatividade dos dados obtidos.

5 METODOLOGIA

Para atingir os objetivos propostos neste trabalho, serão empregadas algumas abordagens metodológicas distintas: classificação da pesquisa, limitação do método e um estudo de caso específico.

5.1 Classificação da pesquisa

5.1.1 Classificação quanto aos fins

Neste estudo, a pesquisa foi classificada quanto aos fins como exploratória e descritiva. A abordagem exploratória permitiu uma análise aprofundada e detalhada das características técnicas e operacionais das TG e dos motores a diesel. A pesquisa descritiva foi realizada para comparar os dados obtidos dos manuais dos equipamentos, fornecendo uma compreensão clara e detalhada para auxiliar no estudo de caso.

5.1.2 Classificação quanto aos meios

Quanto aos meios, esta pesquisa foi bibliográfica e documental. A pesquisa bibliográfica envolveu a revisão extensiva de literatura técnica, manuais dos equipamentos, artigos científicos e livros de manutenção de TG e dos motores. A pesquisa documental foi realizada ao analisar documentos técnicos, especificações de fabricantes e trabalhos acadêmicos anteriores sobre temas similares.

5.2 Limitações do método

Se trata de um estudo descritivo e bibliográfico que busca aprimorar o conhecimento na área de TG, comparando seu desempenho e eficiência com os motores a diesel mais modernos. O método utilizado foi limitado à utilização do manual dos equipamentos, trabalhos acadêmicos anteriores e auxílio do *software Engineering Equation Solver*® (EES) para o estudo de caso.

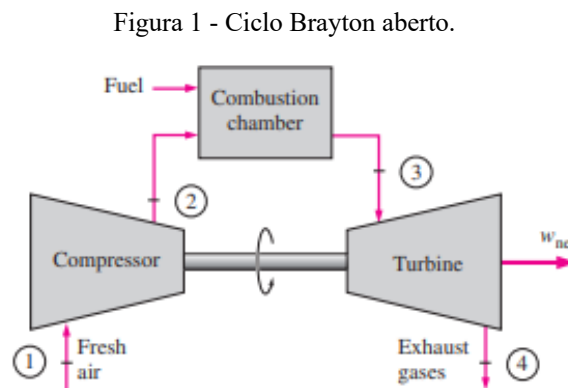
6 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

6.1 Ciclo Brayton

O ciclo Brayton é um modelo termodinâmico empregado para descrever o funcionamento da TG. Foi proposto por George Brayton para ser utilizado no motor alternativo desenvolvido por ele em 1870. Hoje, é apenas usado em TG, nas quais os processos de compressão e expansão ocorrem em um maquinário rotativo. Em geral, as TG operam em um ciclo aberto. O ar fresco em condições ambientes é admitido no compressor, onde a temperatura e a pressão são elevadas. Daí, o ar, a uma alta pressão, entra na câmara de combustão, na qual o combustível é queimado a uma pressão constante. Em seguida, os gases resultantes, a uma alta temperatura, entram na turbina, onde se expandem até a pressão atmosférica enquanto produzem potência. Os gases de exaustão, que deixam a turbina, são jogados para fora (não recirculam), de forma que o ciclo é classificado como aberto.

O ciclo Brayton é particularmente relevante para sistemas de propulsão naval, onde é aplicado em navios movidos por TG. A aplicação do ciclo Brayton nesse contexto visa otimizar o desempenho da propulsão, permitindo que navios alcancem velocidades desejadas de maneira eficiente e confiável.

Segundo Freire (2023) “O Ciclo Brayton é um ciclo de geração de potência ideal utilizado como modelo para representar o funcionamento das TG, consistindo supostamente de uma compressão isentrópica de 1 a 2, uma adição de calor isobárica de 2 a 3, uma expansão isentrópica de 3 a 4, e de uma rejeição de calor isobárica de 4 a 1”. A Figura 1 apresenta o esquema do ciclo Brayton:

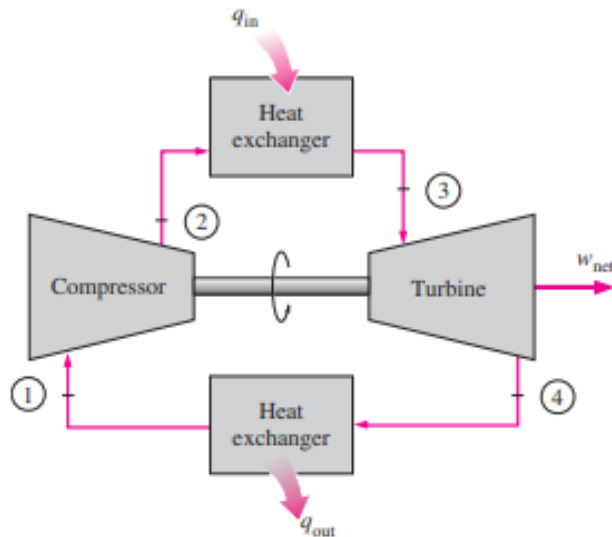


Fonte: Çengel (2006, p.508).

O ciclo Brayton pode ser implementado em duas configurações distintas: ciclo aberto e ciclo fechado. No ciclo aberto, o fluido de trabalho é admitido, comprimido, aquecido, expandido e, finalmente, rejeitado, sem haver recirculação do fluido. Este é o formato mais comum em TG.

Por outro lado, no ciclo fechado, o fluido de trabalho passa por um ciclo contínuo, onde é repetidamente comprimido, aquecido, expandido e resfriado, sem ser descarregado durante o processo. A principal distinção entre eles reside na forma como o fluido de trabalho é manipulado: no ciclo aberto, ele é descarregado após a expansão, enquanto no ciclo fechado, ele retorna ao início do ciclo após ser resfriado e é comprimido novamente, conforme apresentado na Figura 2.

Figura 2 - Ciclo Brayton fechado.



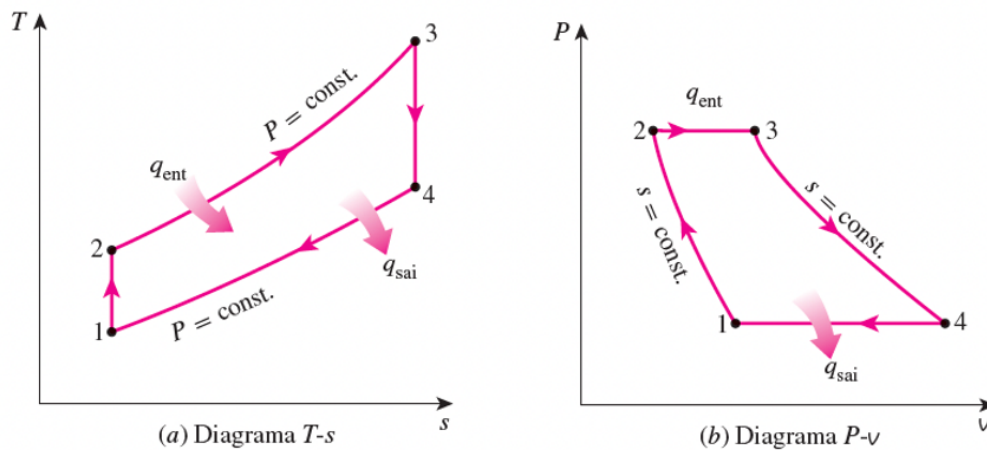
Fonte: Çengel (2006, p.508).

O ciclo ideal pelo qual o fluido de trabalho passa neste sistema fechado é o ciclo Brayton, composto por quatro processos internamente reversíveis:

- 1-2 Compressão isotérmica (em um compressor)
- 2-3 Adição de calor a pressão constante
- 3-4 Expansão isotérmica (em uma turbina)
- 4-1 Rejeição de calor a pressão constante

Os diagramas $T - s$ (Temperatura-Entropia) e $P - v$ (Pressão-Volume) de um ciclo Brayton ideal são apresentados na Figura 3. Como é um ciclo idealizado, os calores específicos são mantidos constantes.

Figura 3 - Diagramas a) T-s e b) P-v do ciclo Brayton.



Fonte: Çengel (2006, p.508).

Negligenciando a energia cinética e potencial, o balanço de energia pode ser expresso como:

$$(q_{entra} - q_{sai}) + (w_{entra} - w_{sai}) = h_{sai} - h_{entra}. \quad (1)$$

Onde,

$$q_{entra} = h_3 - h_2 = c_p(T_3 - T_2), \quad (2)$$

$$q_{sai} = h_4 - h_1 = c_p(T_4 - T_1). \quad (3)$$

Dessa forma, escreve-se a eficiência do ciclo conforme a seguinte equação:

$$\eta_{Brayton} = \frac{w_{liquido}}{q_{entra}} = \frac{q_{entra} - q_{sai}}{q_{entra}} = 1 - \frac{q_{sai}}{q_{entra}}, \quad (4)$$

é possível, portanto, reescrever a eficiência como:

$$\eta_{Brayton} = 1 - \frac{c_p(T_4 - T_1)}{c_p(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{(T_4 - T_1)}{(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_1(T_4/T_1 - 1)}{T_2(T_3/T_2 - 1)}, \quad (5)$$

Sabe-se que o processo 1-2 e 3-4 são isentrópicos,

$$\frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{(k-1)/k} = \left(\frac{P_3}{P_4}\right)^{(k-1)/k} = \frac{T_3}{T_4}, \quad (6)$$

assim,

$$\eta_{Brayton} = 1 - \frac{1}{r_p^{(k-1)/k}}, \quad (7)$$

em que,

$$r_p = \frac{P_2}{P_1}. \quad (8)$$

Uma alta razão de pressão indica uma compressão mais eficaz e, conseqüentemente, uma maior eficiência do ciclo. No entanto, valores muito elevados de r_p podem levar a maiores exigências no projeto do compressor, o que pode resultar em um aumento de custos e complexidade.

Portanto, a escolha da razão de pressão deve levar em consideração uma variedade de fatores, incluindo o tipo de aplicação e as características do sistema em que o ciclo será implementado. É importante encontrar um equilíbrio entre a eficiência do ciclo e a praticidade do *design*.

6.1.1 Ciclo Brayton Real

O ciclo Brayton ideal é uma representação teórica e simplificada do funcionamento de uma TG, assumindo que todos os processos envolvidos são internamente reversíveis e não há perdas de energia. No entanto, na prática, existem várias fontes de irreversibilidades e perdas que afetam o desempenho real de um sistema.

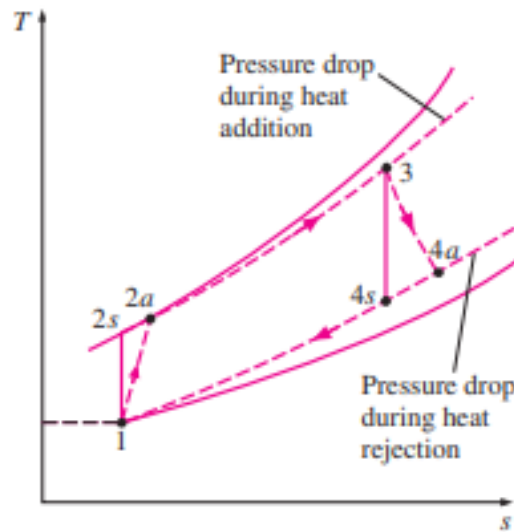
Segundo Da Silva (2018) “A turbina a gás real difere do ciclo ideal principalmente devido às irreversibilidades causadas pela queda de pressão na câmara de combustão, atrito do ar no compressor e atrito dos gases nas paredes da turbina.”

Portanto, o ciclo Brayton real leva em conta essas considerações e difere do ciclo ideal em alguns aspectos importantes:

1. **Eficiência:** A principal diferença entre o ciclo Brayton ideal e o real é a eficiência. Enquanto o ciclo ideal assume processos completamente reversíveis e sem perdas, o ciclo real leva em conta as irreversibilidades associadas à compressão, expansão e transferência de calor. Isso resulta em uma eficiência menor no ciclo real em comparação com o ideal.
2. **Processos Irreversíveis:** No ciclo real, os processos de compressão e expansão não são completamente reversíveis. Existem perdas de energia devido a atrito, turbulência e outras fontes de irreversibilidade nos componentes, como compressores e turbinas.
3. **Perdas de Calor:** No ciclo ideal, a adição e rejeição de calor ocorrem a temperaturas constantes, o que implica uma eficiência térmica máxima. No entanto, no ciclo real, esses processos não são ideais e ocorrem com alguma variação de temperatura, resultando em perdas de calor.
4. **Rendimento Mecânico:** Além das perdas térmicas, o ciclo real também leva em consideração o rendimento mecânico dos componentes, como a eficiência do compressor e da turbina. Isso significa que parte da energia é convertida em trabalho mecânico menos do que idealmente previsto.
5. **Influência da Razão de Pressão:** A razão de pressão (r_p) também pode ter um impacto diferente no ciclo real em comparação com o ideal. Valores muito altos de (r_p) podem resultar em maiores perdas de eficiência devido ao aumento da compressão e expansão não ideais.

A Figura 4 compara o diagrama $T - S$ do ciclo ideal do ciclo real.

Figura 4 - Comparação do diagrama T-s entre o ciclo ideal e real.



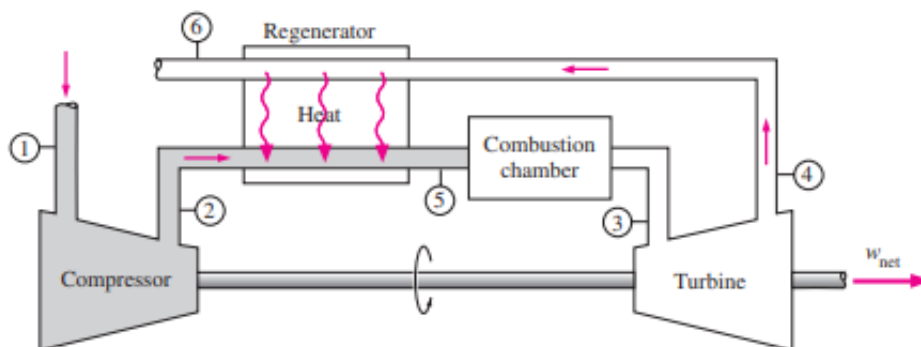
Fonte: Çengel (2008, p.513).

6.1.2 Ciclo Brayton com Regenerador

Em motores a TG, é comum que a temperatura dos gases de exaustão após a turbina seja notavelmente mais alta do que a temperatura do ar que sai do compressor. Segundo Da Silva (2018) “Estes gases ao serem descartados consistem em uma grande perda de calor, resultando em uma redução do rendimento.”

Por esse motivo, é possível aquecer o ar de alta pressão que sai do compressor ao transferir calor a partir dos gases de exaustão quentes em um dispositivo conhecido como regenerador ou recuperador. Como ilustra a Figura 5.

Figura 5 - Ciclo Brayton com regenerador.



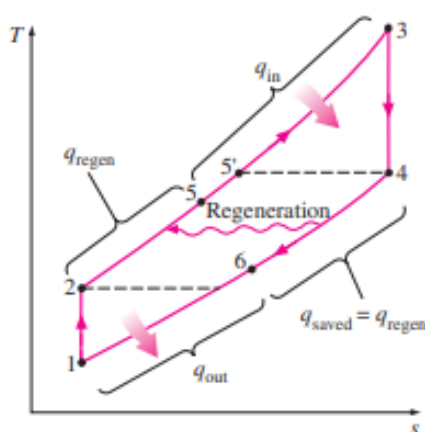
Fonte: Çengel (2008, p.515).

Essa prática resulta em um aumento da eficiência térmica do ciclo Brayton, já que a energia que normalmente seria dissipada para o ambiente através dos gases de exaustão agora é usada para pré-aquecer o ar que entra na câmara de combustão. Como consequência, isso reduz os requisitos de entrada de calor (ou seja, de combustível) para obter a mesma quantidade de trabalho.

No entanto, é importante ressaltar que o uso de um regenerador é aconselhável somente quando a temperatura dos gases de exaustão da turbina é mais elevada do que a temperatura de saída do compressor. Caso contrário, o calor fluirá na direção contrária (para os gases de exaustão), o que diminuirá a eficiência. Essa situação ocorre em motores a TG que operam com razões de pressão muito elevadas.

A temperatura mais alta registrada no regenerador é chamada de T_4 , que corresponde à temperatura dos gases de exaustão que saem da turbina e entram no regenerador. É importante notar que, sob nenhuma circunstância, o ar pode ser pré-aquecido no regenerador a uma temperatura acima desse valor. Normalmente, o ar deixa o regenerador em uma temperatura mais baixa, conhecida como T_5 . O diagrama $T - s$ é apresentado na Figura 6.

Figura 6 - Diagrama T-s do ciclo Brayton com reaquecimento.



Fonte: Çengel (2008, p.515).

Essa estratégia de regeneração é uma forma eficaz de aumentar a eficiência térmica dos motores a TG, ao aproveitar o calor dos gases de exaustão para pré-aquecer o ar de entrada.

A eficiência térmica de um ciclo Brayton ideal com regeneração é determinada pela equação:

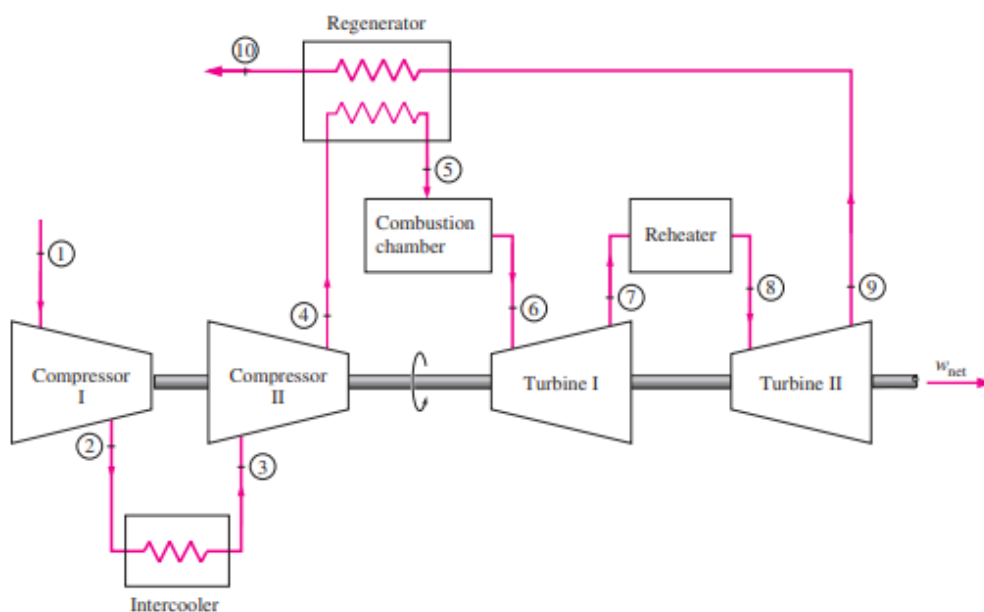
$$\eta_{Brayton, regen} = 1 - \left(\frac{T_1}{T_3}\right) (r_p)^{(k-1)/k} \quad (9)$$

Portanto, a eficiência térmica de um ciclo Brayton ideal com regeneração depende da relação entre as temperaturas mínima e máxima, bem como da razão de pressão. A regeneração é mais eficaz quando as razões de pressão são mais baixas e quando a diferença entre as temperaturas mínima e máxima é menor.

6.1.3 Ciclo Brayton com inter-resfriamento e superaquecimento

O ciclo Brayton com inter-resfriamento e superaquecimento é uma variação do ciclo Brayton, que é o ciclo termodinâmico fundamental para o funcionamento de TG. Esta variação envolve a introdução de estágios adicionais de compressão e expansão, juntamente com processos de resfriamento e aquecimento intercalados. A Figura 7 ilustra o ciclo.

Figura 7 - Ciclo Brayton com inter-resfriamento e superaquecimento.



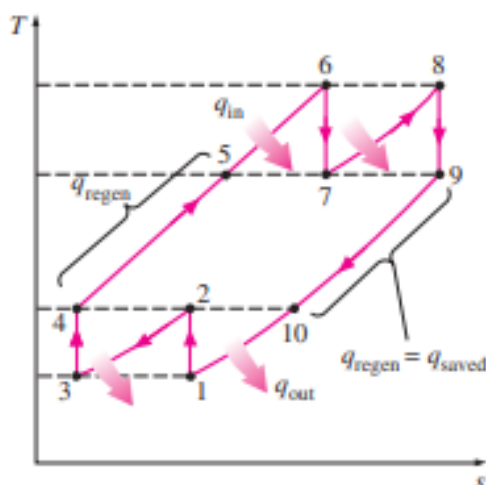
Fonte: Çengel (2006, p.518).

No ciclo Brayton com inter-resfriamento, após a compressão inicial do ar pelo compressor, o ar comprimido é resfriado antes de entrar na câmara de combustão. Esse resfriamento reduz a temperatura e a pressão do ar, tornando o processo de compressão subsequente mais eficiente. Em seguida, o ar é aquecido na câmara de combustão e expande através da turbina. Como mencionado por Da Silva (2018) “A aplicação apenas do reaquecedor não auxiliará no aumento na eficiência. Porém, se instalado em conjunto com um regenerador, este ciclo terá aumento de eficiência.”

Após a expansão na primeira turbina, parte do trabalho produzido pode ser utilizado para acionar um compressor adicional, que comprime novamente o ar antes de passar por um processo de resfriamento intercalar. Essa etapa de resfriamento prepara o ar para a próxima fase de combustão, melhorando ainda mais a eficiência do ciclo. Como expresso por Repinaldo (2013) “Isto permite que a mesma potência seja obtida com uma menor taxa de transferência de calor entrando no sistema, levando a uma maior eficiência térmica.”

Em seguida, o ar é aquecido novamente, passando por um processo de superaquecimento antes de expandir através da segunda turbina. O processo de superaquecimento aumenta a temperatura do ar, o que resulta em um aumento significativo na eficiência do ciclo. A Figura 8 apresenta o diagrama T-s do ciclo.

Figura 8 - Diagrama T-s do ciclo Brayton com inter-resfriamento e superaquecimento.



Fonte: Çengel (2006, p.518).

O ciclo Brayton com inter-resfriamento e superaquecimento oferece diversas vantagens, incluindo:

- Aumento da eficiência térmica: Ao introduzir estágios adicionais de compressão e expansão, juntamente com processos de resfriamento e superaquecimento, é possível extrair mais trabalho útil do ciclo, aumentando assim a eficiência global.
- Redução do consumo de combustível: Com a introdução do inter-resfriamento e superaquecimento, a quantidade de combustível necessária para gerar uma certa quantidade de trabalho é reduzida, o que resulta em uma economia significativa de combustível.

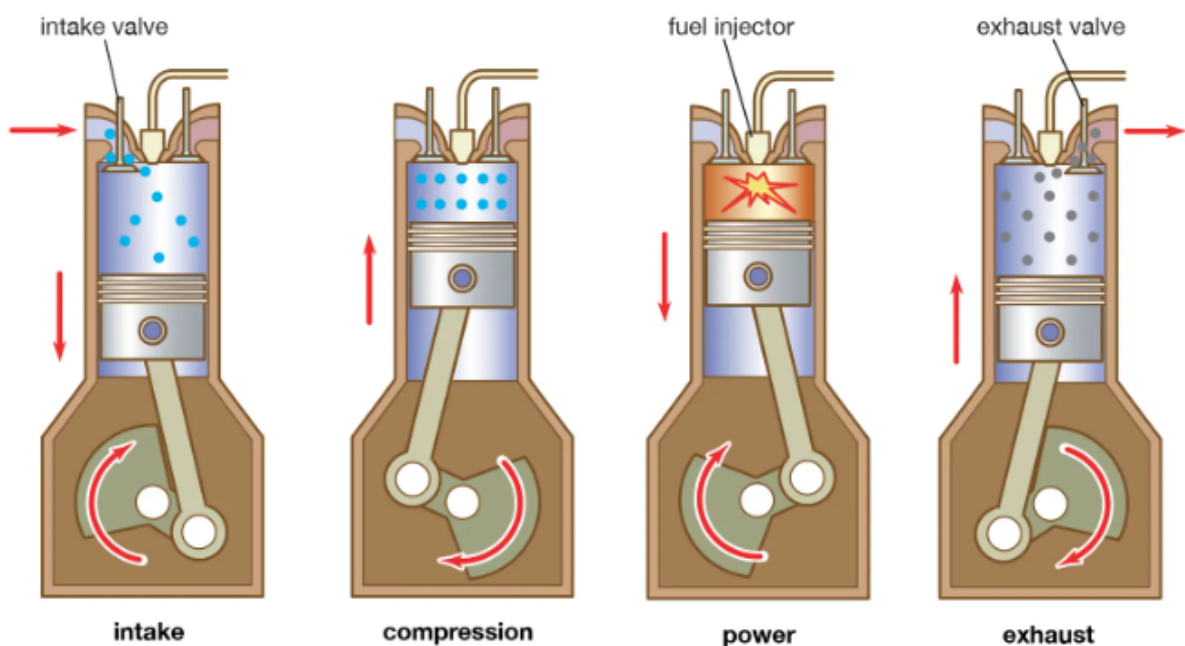
- Aumento da potência específica: A adição de estágios adicionais de compressão e expansão permite que o ciclo produza mais potência por unidade de massa de ar admitido, tornando-o mais eficaz em aplicações de alta potência.

No entanto, é importante notar que a implementação do ciclo Brayton com inter-resfriamento e superaquecimento pode aumentar a complexidade e o custo do sistema, devido à necessidade de componentes adicionais, como compressores e trocadores de calor. Portanto, sua viabilidade depende das necessidades específicas da aplicação e das condições operacionais.

6.2 Ciclo Diesel

O ciclo Diesel, apresentado na Figura 9, é o modelo teórico ideal para descrever o funcionamento dos motores de combustão interna movidos a diesel. Este tipo de motor, concebido inicialmente por Rudolph Diesel na década de 1890, guarda semelhanças com os motores a gasolina discutidos anteriormente, mas se distingue principalmente no processo de iniciação da combustão.

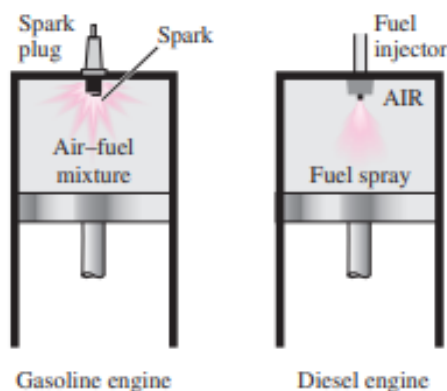
Figura 9 - Ciclo Diesel.



Fonte: Encyclopædia Britannica (2023).

Em motores de ignição por centelha, conhecidos como motores a gasolina, a mistura de ar e combustível é comprimida a uma temperatura inferior àquela necessária para a autoignição do combustível. A combustão é então iniciada pela faísca gerada pela vela de ignição. Tal comparação é apresentada na Figura 10.

Figura 10 - Comparação de motores a gasolina e a diesel.



Fonte: Çengel (2006, p. 500).

Por outro lado, nos motores a diesel, a compressão do ar eleva sua temperatura acima do ponto de autoignição do combustível e é o contato com o ar quente que inicia a combustão quando o combustível é injetado. Isso implica que nos motores a diesel, a vela de ignição e o carburador são substituídos por um injetor de combustível.

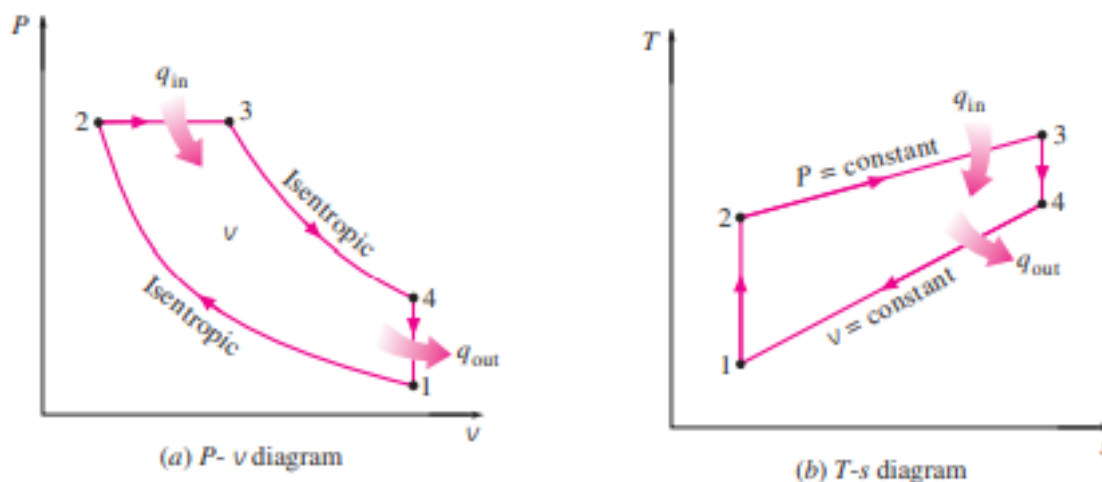
Como expresso por Çengel (2006) “Nos motores a diesel, apenas o ar é comprimido durante esse estágio, eliminando a possibilidade de autoignição.”. Assim, outro aspecto distintivo é que nos motores a gasolina, a mistura de ar e combustível é comprimida durante o curso de compressão, e as razões de compressão são limitadas para evitar a autoignição ou detonação.

Segundo Laurya (2014) “Esses motores possuem a razão de compressão mais elevadas [...] e são, em geral, mais eficientes do que os motores de ignição por centelha.” Isso permite que os motores a diesel sejam projetados para operar com razões de compressão substancialmente mais elevadas, geralmente entre 12 e 24.

A ausência do desafio da autoignição tem outra vantagem significativa: muitos dos requisitos rigorosos associados à gasolina podem ser eliminados. Isso significa que nos motores a diesel, podem ser usados combustíveis menos processados, que também tendem a ser mais econômicos.

A Figura 11 ilustra os diagramas referente ao ciclo Diesel:

Figura 11 - Diagrama P-v e T-s do ciclo Diesel.



Fonte: Çengel (2006, p. 500).

O ciclo diesel é um processo termodinâmico que descreve o funcionamento dos motores de combustão interna Diesel. Ele é composto por quatro estágios distintos:

- Compressão Adiabática (Processo 1-2): Durante esse estágio, o ar é aspirado para dentro do cilindro e é comprimido adiabaticamente pelo pistão, sem troca de calor com o ambiente. A compressão aumenta a temperatura e a pressão do ar significativamente;
- Injeção de Combustível e Combustão a Volume Constante (Processo 2-3): Nesse estágio, o combustível é injetado diretamente no ar comprimido, e então é inflamado pela alta temperatura resultante da compressão. A combustão ocorre praticamente a volume constante, gerando um aumento abrupto de pressão e temperatura;
- Expansão Adiabática (Processo 3-4): Após a combustão, os gases quentes expandem adiabaticamente, empurrando o pistão para baixo. A expansão adiabática é governada pela mesma equação de compressão adiabática, mas agora os índices são alterados para refletir as propriedades dos gases quentes;
- Rejeição de Calor a Volume Constante (Processo 4-1): Durante esse estágio, ocorre a rejeição de calor a volume constante, preparando o motor para o próximo ciclo. Esse processo não altera a pressão ou volume dos gases, mas permite que o calor seja removido.

A quantidade de calor transferida para o fluido de trabalho a uma pressão constante e rejeitada dele a um volume constante pode ser expressa como:

$$q_{entra} - w_{sai} = u_3 - u_2 \rightarrow q_{entra} = c_p(T_3 - T_2) \quad (10)$$

$$q_{sai} = u_1 - u_4 \rightarrow q_{sai} = c_v(T_4 - T_1) \quad (11)$$

Assim, a equação da eficiência do ciclo diesel ideal é expressa como:

$$\eta_{Diesel} = 1 - \frac{q_{sai}}{q_{entra}} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{k(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_1(T_4/T_1 - 1)}{kT_2(T_3/T_2 - 1)} \quad (12)$$

Como expresso por Çengel (2006), agora, define-se uma nova quantidade, a razão de corte, como a razão entre os volumes do cilindro após e antes do processo de combustão:

$$r_c = \frac{V_3}{V_2} = \frac{v_3}{v_2} \quad (13)$$

Reduz-se a equação da eficiência do ciclo como expressa abaixo:

$$\eta_{Diesel} = 1 - \frac{1}{r^{k-1}} \left[\frac{r_c^k - 1}{k(r_c - 1)} \right] \quad (14)$$

6.2.1 Ciclo Diesel Real

O ciclo diesel real se diferencia do ciclo diesel ideal por considerar as irreversibilidades e as perdas de eficiência que ocorrem no mundo real. Vários fatores afetam a eficiência de um motor diesel real, incluindo a fricção interna, as perdas de calor para o ambiente, as perdas de bombeamento e as características não ideais do processo de combustão.

Além da diferença apresentada por Da Silva (2018) “o calor fornecido ao gás pode não se dar de forma constante e depende do mecanismo de operação que se utiliza”, as principais diferenças entre o ciclo real e ideal:

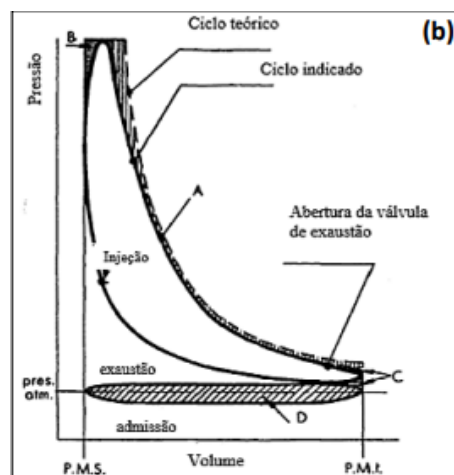
- Taxa de Compressão Efetiva: No ciclo ideal, a taxa de compressão é constante e determina a eficiência do ciclo. No entanto, no ciclo real, a taxa de compressão efetiva é menor devido a perdas de calor e resistência ao movimento do pistão;
- Processo de Combustão Não Ideal: No ciclo ideal, assume-se uma combustão a volume constante. Porém, no mundo real, a combustão não é instantânea nem ocorre a volume constante. Ela acontece durante um intervalo de tempo e a pressão varia;
- Perdas por Calor: No ciclo real, parte do calor gerado pela combustão é perdido para o ambiente. Isso ocorre porque o processo de combustão não é completamente adiabático;
- Fricção e Perdas Mecânicas: Existe fricção entre os componentes móveis do motor, como os anéis do pistão e os mancais. Essas perdas mecânicas reduzem a eficiência;
- Perdas de Bombeamento: Durante o processo de compressão, é necessário superar as resistências ao movimento do pistão e ao fluxo de ar, o que resulta em perdas adicionais.

Os fatores de correção levam em conta as perdas mencionadas anteriormente e podem ser determinados empiricamente ou através de modelos detalhados de processo. Eles variam de acordo com o projeto específico do motor e as condições de operação.

É importante notar que, apesar das diferenças entre o ciclo real e ideal, o ciclo Diesel ainda é mais eficiente do que o ciclo Otto, que é comumente usado em motores a gasolina, especialmente em aplicações de alta carga e baixa rotação.

Essa é uma visão geral das diferenças entre o ciclo diesel real e o ideal. Para uma análise mais detalhada e específica, é necessário considerar os parâmetros e características específicas do motor em questão.

Figura 12 - Comparação entre o ciclo Diesel real e ideal.



Fonte: Giacosa (1970).

6.3 Revisão de literatura

Todo o fundamento teórico foi realizado pelos materiais citados no decorrer da seção, sobretudo na obra de Çengel (2006), que aborda detalhadamente os aspectos termodinâmicos dos ciclos supracitados. Entretanto, para o futuro desse trabalho também se ressalta a importância dos estudos acadêmicos que realizam análises realísticas e estudos de caso do mundo real da engenharia.

No trabalho conduzido por Da Silva (2018), uma referência crucial para esta pesquisa, foi realizada uma análise abrangente sobre as FCN. O destaque desse estudo recai sobre o sistema de propulsão *Combinated Diesel or Gas* (CODOG) adotado por esses navios, o que motivou a investigação das substanciais discrepâncias no consumo de combustível entre a TG e o motor diesel.

Da Silva desenvolveu um modelo estatístico específico para estimar o consumo de combustível do motor diesel em situações de carga parcial, enquanto recorreu a um modelo estatístico disponível na literatura para a TG. Os resultados destacaram uma notável superioridade aos motores diesel quando comparados aos da TG conforme a velocidade subia. Entretanto, Da Silva ressalta a importância das TG para aplicações específicas, como operações sob ameaça de submarinos.

O estudo conduzido por Diniz (2018) aborda a influência das condições ambientais no desempenho de TG. Investigou-se a aplicação de métodos de resfriamento do ar de admissão em turbinas utilizadas na propulsão naval. Foi desenvolvido um modelo matemático para calcular o ciclo da turbina acoplado a um sistema de resfriamento, utilizando parâmetros de catálogo.

Os resultados indicaram uma correlação significativa entre as condições ambientais e a carga de refrigeração necessária para atingir determinada temperatura desejada. Essas conclusões fornecem *insights* importantes para otimizar o desempenho das turbinas em diferentes contextos operacionais.

No decorrer da pesquisa deste trabalho, notou-se a recorrência e relevância dos estudos quanto a melhoria de eficiência das turbinas. Estudos desde análises ambientais que influenciam o ciclo, até diferentes métodos possíveis de serem empregados a fim de aprimorar o ciclo Brayton.

Dentre esses trabalhos, se destacam:

O projeto conduzido por Freire (2023) tem como foco o estudo e análise do impacto das variáveis relacionadas às temperaturas de processo e à vazão do ar de admissão no ciclo termodinâmico de uma TG, utilizando o modelo da turbina General Electric (GE) LM2500, utilizada nas Corvetas Barroso e Júlio de Noronha. Além disso, uma versão modificada do ciclo, envolvendo pré-aquecimento do ar através de um regenerador, foi analisada.

Os resultados indicaram que a implementação da regeneração resultou em melhorias significativas na eficiência térmica e no consumo específico de combustível. Além disso, o estudo investigou como cada variável analisada impacta individualmente o desempenho.

O estudo conduzido por Laurya (2014) se concentrou na análise do impacto do resfriamento do ar de admissão na geração de potência de TG. Este tipo de turbina oferece vantagens como maior eficiência, ocupação reduzida de espaço, menor peso e custos de manutenção e operação mais baixos em comparação com motores de ciclo Otto.

O estudo utilizou cálculos computacionais e considerou três modelos de TG, levando em conta parâmetros como potência gerada, razão de compressão, vazão mássica, temperatura de entrada na turbina e o tipo de combustível, que foi o gás natural liquefeito. O estudo visou compreender como o resfriamento do ar de admissão poderia otimizar a geração de potência nas TG consideradas.

O estudo de Ribeiro e Carneiro (2011) se concentra no aproveitamento do calor dos gases de exaustão das TG para resfriar o ar na entrada do compressor, visando melhorar o desempenho dessas turbinas. Foram avaliados os efeitos das condições ambientais (temperatura e umidade relativa) na eficiência elétrica e na potência de saída das turbinas. O resfriamento do ar de admissão foi realizado por meio de um sistema *fan coil* alimentado por água gelada produzida em dois *chillers* por absorção.

Ao final do estudo, as curvas de eficiência elétrica e potência de saída das turbinas foram comparadas sob condições de operação com e sem resfriamento do ar de admissão. Este estudo buscou fornecer e esclarecer os benefícios do resfriamento do ar na entrada do compressor para o desempenho das TG consideradas.

Em Ferro (2011) é apresentado um sistema de refrigeração por absorção, chamado ARCTIC, que utiliza os gases de exaustão de uma TG para produzir água gelada e resfriar o ar de admissão da mesma. O *chiller* de absorção opera com um par de trabalho amônia-água e demonstra uma eficiência significativamente maior em comparação a um *chiller* de compressão de vapor de capacidade equivalente.

O trabalho realiza uma caracterização abrangente do sistema de absorção, empregando princípios de conservação de massa e energia para o resfriamento do ar de admissão da turbina. O estudo também permitiu estabelecer correlações entre as temperaturas do evaporador, gerador e condensador, assim como a taxa de recuperação de calor, com a capacidade do sistema de água gelada, em função da variação da temperatura ambiente. Este estudo proporciona conhecimentos sobre a viabilidade e eficiência do sistema de refrigeração por absorção acionado pelos gases de exaustão da TG.

Em Repinaldo (2013) uma modelagem matemática para um ciclo Brayton irreversível, que incorpora processos de regeneração, inter-resfriamento e reaquecimento é estudada.

Os resultados indicaram que as razões de pressão para o primeiro estágio de compressão e expansão também apresentam valores ótimos, o que motivou uma segunda otimização numérica para encontrá-los. Esse trabalho apresenta sobre a otimização de um ciclo Brayton irreversível com processos adicionais de regeneração, inter-resfriamento e reaquecimento, considerando múltiplos critérios de desempenho.

O estudo conduzido por Muniz (2013) teve como principal objetivo analisar a viabilidade do aproveitamento de água fria do mar em profundidades consideráveis, com foco no resfriamento do ar utilizado na aspiração de TG em plataformas de petróleo. Para isso, foi proposto um sistema térmico híbrido que integrava conceitos de compressão de vapor por expansão indireta e o uso de TG, complementado por caldeiras de recuperação.

Os resultados alcançados nesse estudo demonstraram a viabilidade do sistema híbrido proposto, especialmente para projetos típicos de plataformas *offshore* situadas em climas tropicais. A pesquisa fornece uma valiosa contribuição para o campo da geração de energia em ambientes marítimos, destacando a importância do aproveitamento de recursos naturais para otimizar a eficiência e sustentabilidade.

O estudo conduzido por Filho (2018) se concentra na otimização de plantas de potência na engenharia de energia, através da modelagem matemática de um ciclo Brayton irreversível. Integrando elementos como inter-resfriamento, regeneração e reaquecimento, o autor considera diversas fontes de irreversibilidades, como resistências térmicas em trocadores de calor e comportamento não isentrópico em expansões e compressões. O método de otimização empregado é baseado em uma função termoeconômica que relaciona a potência líquida com diferentes custos associados à operação da planta, incluindo investimento, combustíveis, impactos ambientais, operação e manutenção.

O trabalho se destaca ao apresentar um modelo de ciclo Brayton inédito na literatura, abrangendo múltiplas fontes de irreversibilidades e sendo analisado por meio de uma função de custos composta por quatro termos. Os resultados revelam que a faixa ótima para máxima potência difere daquela para máxima eficiência. A operação termoeconômica maximizada se aproxima mais da busca pela máxima eficiência do que pela máxima potência. Ademais, o estudo ressalta a relevância das perdas de carga e das resistências dos trocadores de calor no ciclo de potência.

Por fim, destaca-se também a exímia importância atual quanto a sustentabilidade e a necessidade de reduzir o consumo de combustíveis fósseis. As análises de performance e lucro são cruciais, porém atualmente não suficientes. Assim, a fim de compreender melhor a questão ambiental, dentro dos trabalhos estudados destaca-se:

Filho (2011) se concentra na questão da redução do consumo de combustíveis fósseis em instalações de máquinas de navios, dada a crescente preocupação com os altos custos operacionais e emissões poluentes associados à combustão desses derivados de petróleo. O trabalho também destaca a importância da análise energética, sendo uma ferramenta crucial para tratar questões ambientais relacionadas ao uso de energia.

Em última análise, o estudo aplica as análises termodinâmicas e energéticas em um exemplo prático, utilizando dados de um navio porta contêineres para avaliar diversas alternativas de melhoria e novas fontes de energia com o objetivo de reduzir o consumo de combustíveis fósseis.

7 TURBINAS E MOTORES UTILIZADOS NA MB

A MB desempenha um papel crucial na defesa e proteção das vastas extensões costeiras ao longo do Oceano Atlântico. Suas operações abrangem Inspeção Naval, Patrulha Naval, Ações de Presença, proteção de valiosos recursos naturais presentes na Amazônia Azul, vigilância de áreas estratégicas, apoio a missões de segurança marítima e salvaguarda da vida humana no mar. Para cumprir tais objetivos, a Marinha emprega diversas classes de navios como, por exemplo, Fragatas, Corvetas e Navios-Patrulha, cada qual desenhado com funções e capacidades específicas.

As FCN, de propulsão CODOG, possuem, além das turbinas, quatro motores a diesel MTU 16V956TB91, sendo os motores de nº1 e nº3 utilizados para o eixo de Boreste e os motores nº2 e nº4 para os eixos de bombordo. São comumente utilizados para baixas velocidades, onde não haja demanda de muita potência.

Já a Fragata Rademaker, de propulsão *Combinated Gas or Gas* (COGOG), possui duas TG Rolls-Royce Tyne RM1A, de baixa potência, para navegar em baixas velocidades e outras duas TG Rolls-Royce Olympus TM3B, de alta potência, para navegação em alta velocidade.

A Corveta Barroso, de propulsão CODOG, possui dois motores a diesel MTU1163TB93 e apenas uma turbina GE LM2500, para demandas de alta velocidade. E a Corveta Júlio de Noronha possui dois motores a diesel iguais das FCN e apenas uma turbina LM2500.

Os NPaOc contam apenas dois motores a diesel MAN 16V28/33D e as futuras FCT serão equipadas com quatro motores a diesel MAN 12V28/33D.

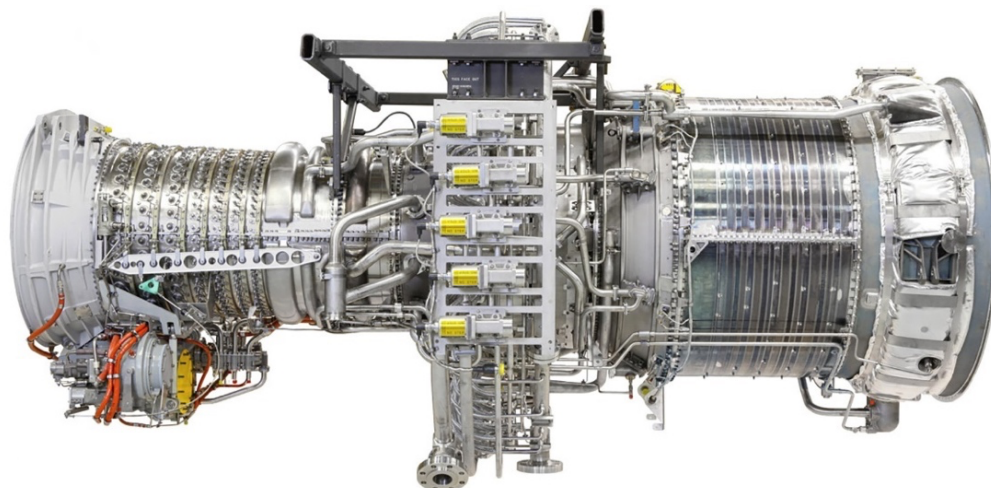
Essa diversidade de classes de navios reflete a adaptabilidade da MB às demandas variadas de suas operações e reforça sua importância na segurança e defesa marítima do Brasil. Existem também outros navios, dotados de diferentes motores, mas que não serão abordados neste trabalho. Dentre todas as turbinas e motores empregados nos meios navais, serão exploradas as TG GE LM2500 e Olympus TM3B, juntamente com os motores diesel MAN 16V28/33D e o MAN 12V28/33.

7.1 Turbina LM2500

A turbina LM2500, apresentada na Figura 13, é um sistema de propulsão a gás utilizada na Marinha do Brasil. Fabricada pela GE, é conhecida por sua confiabilidade e eficiência. Essa

turbina opera segundo o ciclo Brayton, onde o ar é comprimido, misturado com combustível e então queimado, impulsionando as pás da turbina para gerar potência mecânica.

Figura 13 - Turbina a gás LM2500.



Fonte: General Electric (2017).

Na Marinha do Brasil, a LM2500 é empregada na Corveta Barroso e na Corveta Júlio de Noronha. A versatilidade e desempenho confiável dessa turbina a tornam uma escolha estratégica para impulsionar navios de guerra em diversas operações, desde a defesa de áreas estratégicas até missões de vigilância e segurança marítima.

Alguns dados operacionais dessa turbina são possíveis de serem acessados devidos aos manuais fornecidos pela fabricante GE. Dentre eles, se destacam os seguintes:

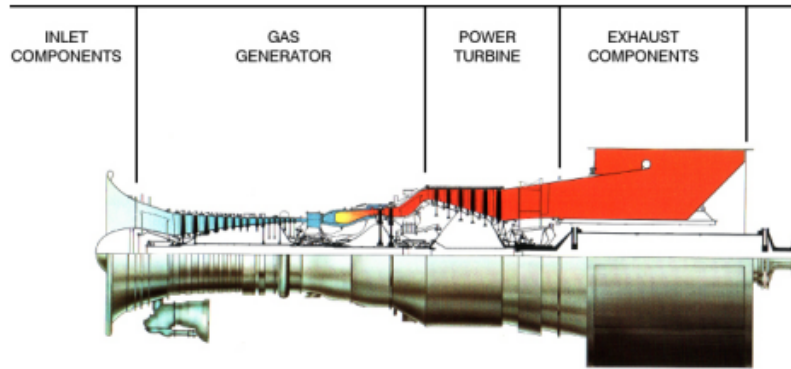
Tabela 1 - Parâmetros operacionais da turbina LM2500.

Potência	21.5 [MW]
Vazão Mássica	68 [kg/s]
Temperatura de exaustão	530 [°C]
Temperatura de entrada na turbina	1350 [°C]
Razão de compressão	18:1
Quantidade de estágios no compressor	16
Quantidade de estágios na turbina	6
Velocidade de rotação	3600 [rpm]

Fonte: General Electric (2017).

Dentro dos diversos elementos que compõe a integridade da turbina, destaca-se as duas grandes regiões: Gerador de Gás (GG) e Turbina de Potência (TP). Conforme apresentado na Figura 14:

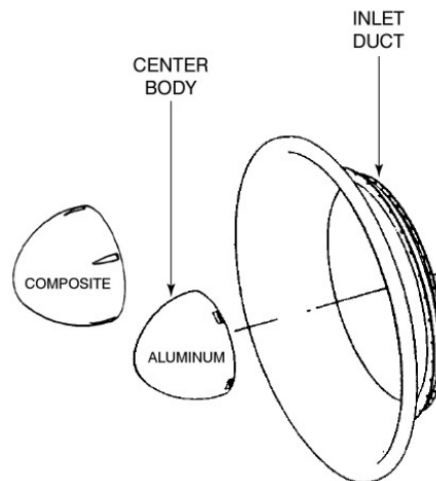
Figura 14 - Separação das regiões da turbina LM2500.



Fonte: General Electric (2017).

Dentre os componentes de entrada, destacam-se: duto de entrada e corpo principal. Conforme apresentado na Figura 15.

Figura 15 - Componentes de entrada da turbina LM2500.

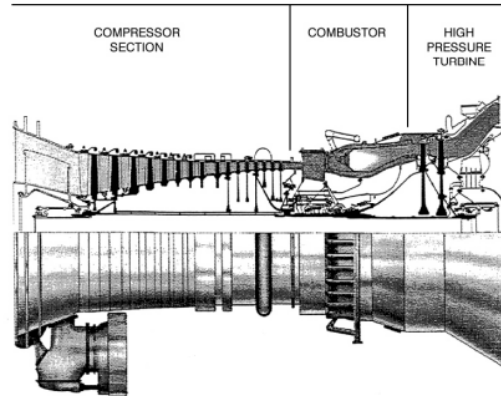


Fonte: General Electric (2017).

O duto de entrada é construído em alumínio, tem a forma de uma boca de sino e é pintado de branco e deve ser mantido na condição pintada. Já o corpo central é um divisor de fluxo parafusado na parte dianteira do gerador de gás e é feito de um composto de fibra de vidro reforçada com grafite.

Quanto ao GG, tem-se a seção do compressor, o combustor e a turbina de alta pressão. Conforme ilustrado na Figura 16.

Figura 16 - Gerador de Gás da turbina LM2500.

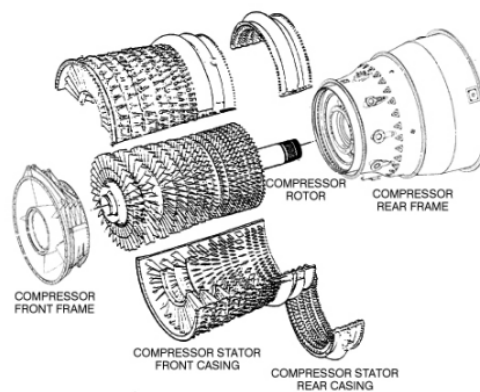


Fonte: General Electric (2017).

O compressor é um design de fluxo axial de alta razão de pressão com 16 estágios. O ar, admitido através do quadro frontal do compressor, é forçado por pás rotativas chamadas de lâminas a passar por áreas sucessivamente menores. Passando pelo 16º e último estágio, resulta em uma razão de compressão de aproximadamente 18:1.

O principal propósito do compressor é fornecer volumes elevados de ar comprimido para suportar a combustão; no entanto, parte do ar é extraída para fins de resfriamento e uso do cliente. Os principais componentes do compressor são: 1. Quadro Frontal do Compressor (CFF) 2. Rotor do Compressor 3. Estator do Compressor 4. Quadro Traseiro do Compressor (CRF).

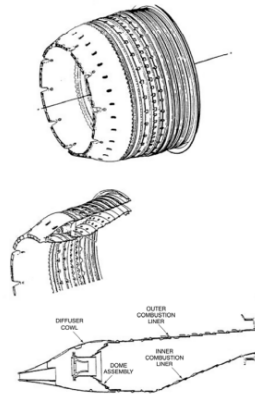
Figura 17 - Seção do compressor da turbina LM2500.



Fonte: General Electric (2017).

O combustor encontra-se instalado no quadro traseiro do compressor, fixado por meio de 10 pinos igualmente espaçados na seção dianteira de baixa temperatura do conjunto do capô. Os elementos de fixação estão completamente contidos dentro dos suportes do CRF, de forma a não interferirem no fluxo de ar. O *design* do combustor é anular.

Figura 18 - Combustor da turbina LM2500.

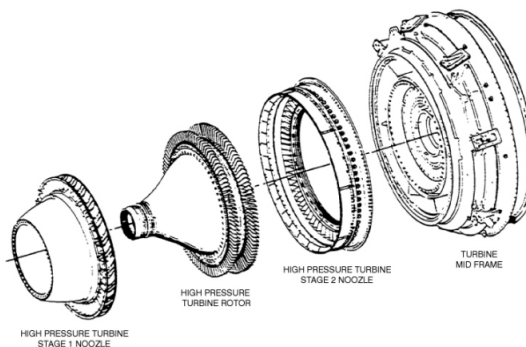


Fonte: General Electric (2017).

Quanto a turbina de alta pressão (HPTR), seu rotor extrai energia do fluxo de gás para impulsionar o rotor do compressor. O HPTR e o rotor do compressor são acoplados diretamente por meio de uma estria e uma porca de acoplamento. As bocas da HPT direcionam o gás quente do combustor para as pás da HPTR no ângulo e velocidade ideais.

A turbina de alta pressão (HPT) é composta por: 1. Rotor da turbina de alta pressão (HPTR); 2. Bocais da 1ª etapa (HPTN1); 3. Bocais da 2ª etapa (HPTN2); e 4. Quadro Intermediário da Turbina (TMF).

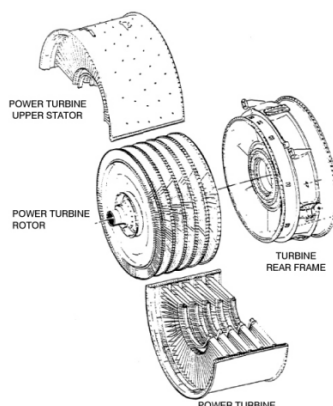
Figura 19 - Turbina de alta potência do motor LM2500



Fonte: General Electric (2017).

A Turbina de Potência está acoplada aerodinamicamente ao GG e é impulsionada pelos gases de escape do gerador de gás. A TP é composta por: 1. Rotor da Turbina de Baixa Pressão; 2. Estator da Turbina de Baixa Pressão; e 3. Estrutura Traseira da Turbina (TRF):

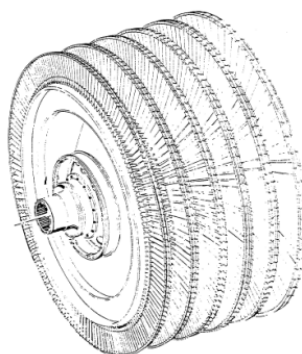
Figura 20 - Componentes da turbina de potência do motor LM2500.



Fonte: General Electric (2017).

O rotor da turbina de potência é um rotor de baixa pressão composto por 6 estágios de pás. Cada estágio é mantido em seu respectivo disco por meio de encaixes axiais, e apresenta protetores de ponta intertravados para mitigar vibrações nas extremidades. Adicionalmente, vedantes rotativos estão instalados entre os espaçadores dos discos, promovendo o ajuste com os vedantes estacionários e prevenindo vazamentos excessivos de gás entre os estágios.

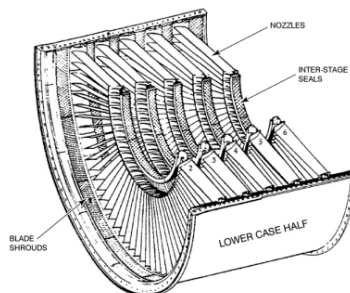
Figura 21 - Rotor da turbina de baixa pressão do motor LM2500.



Fonte: General Electric (2017).

O estator da turbina de potência é composto por: 1. Duas metades de caixa divididas horizontalmente; 2. Bocais da turbina de potência para os estágios de 2 a 6; 3. Seis estágios de protetores de lâmina; e 4. Cinco estágios de vedantes intercalares.

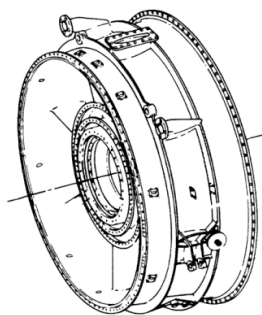
Figura 22 - Estator da turbina de baixa potência do motor LM2500.



Fonte: General Electric (2017).

O quadro traseiro da turbina (TRF) suporta a extremidade traseira da turbina de potência, o adaptador dianteiro do eixo de acoplamento de alta velocidade e o cone de escape externo. O TRF também oferece pontos de fixação para os suportes traseiros da TG.

Figura 23 - Quadro traseiro da turbina de potência do motor LM2500.



Fonte: General Electric (2017).

7.2 Turbina Olympus TM3B

A Turbina Olympus TM3B é uma TG, baseada no motor turbojato de aeronaves Rolls-Royce, utilizada na MB, nas FCN e Fragata Rademaker.

Essa TG é constituída basicamente por dois compressores, sendo um de baixa e um de alta pressão, uma câmara de combustão e três turbinas, sendo estas, uma de alta pressão, uma de baixa pressão e um turbina de potência.

Dessa maneira, o ar é admitido pelo compressor de baixa pressão, passando pelo compressor de alta, que por sua vez vai para a câmara de combustão. Na câmara de combustão, é injetado combustível e dessa maneira os gases da combustão entram na turbina de alta, passando pela turbina de baixa e, finalmente, vão para a turbina de potência.

Figura 24 - Turbina Olympus TM3B.



Fonte: Rolls-Royce (2019).

Alguns dados operacionais relevantes dessa turbina são possíveis de serem acessados devidos Morgan, Lamport e Smith (1970), apresentados na Tabela 2.

Tabela 2 - Parâmetros operacionais da turbina Olympus TM3B.

Potência	18.4 [MW]
Vazão Mássica	103.4 [kg/s]
Temperatura de entrada na turbina	917 [°C]
Razão de pressão	10,3
Eficiência com máxima potência	28 [%]
Quantidade de estágios no compressor	13
Quantidade de estágios na turbina	3

Fonte: Rolls-Royce (2019).

Quanto aos componentes e modo de funcionamento da TM3B são análogos aos apresentados previamente para a LM2500. Sendo assim, não serão apresentados os componentes e sistemas diferentes das turbinas, uma vez que o escopo deste trabalho é unicamente o funcionamento e a simulação termodinâmica.

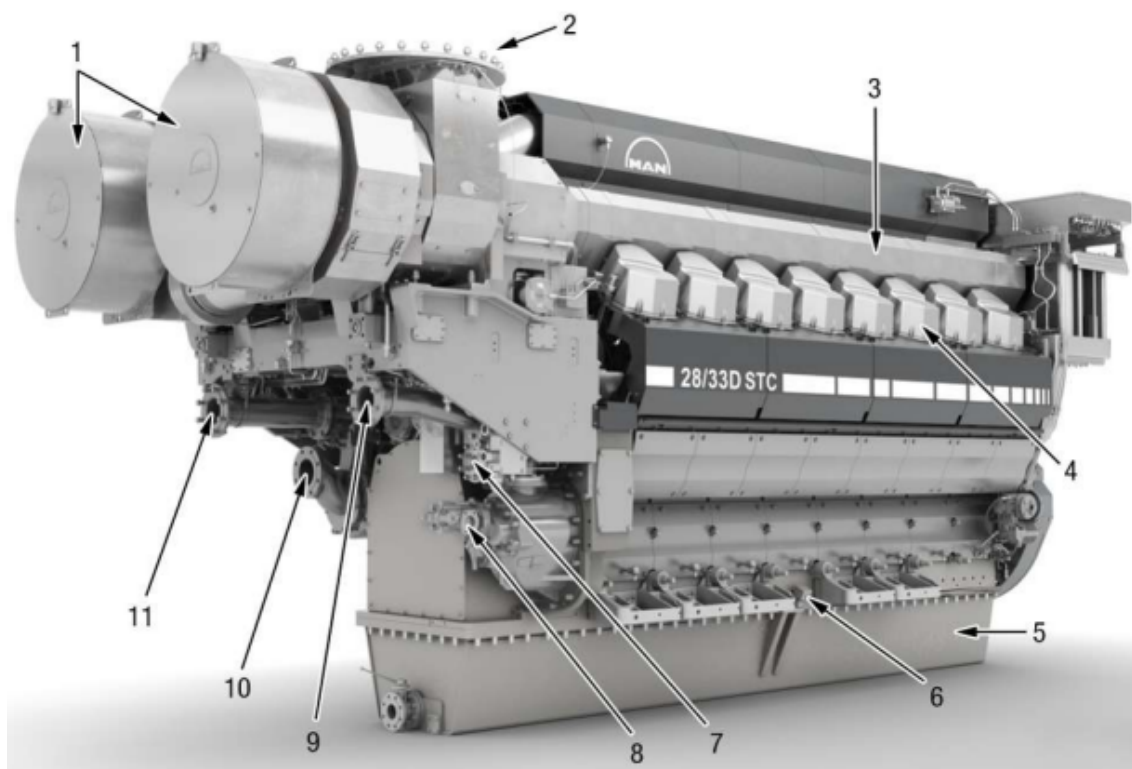
Assim, as diferenças entre as turbinas que interessam a esse trabalho não são as diferentes geometrias e materiais dos componentes das TG, mas sim os parâmetros previamente apresentados nas Tabelas 1 e 2.

7.3 Motores MAN 28/33D

Os motores MAN 28/33 são uma renomada série de motores a diesel de média rotação desenvolvidos pela MAN *Energy Solutions*. Estes motores são amplamente reconhecidos por sua eficiência, confiabilidade e versatilidade em aplicações marítimas.

Com uma capacidade de 28 litros por cilindro, oferecem uma fonte de energia potente e durável para diversas embarcações. Sua configuração em V, que varia entre 12 e 20 cilindros, proporciona uma operação eficaz e suave. Conta com um sistema de injeção direta de combustível, o que o torna ainda mais econômico e eficiente.

Figura 25 - Motor a diesel MAN 28/33D.



Fonte: MAN Energy Solutions (2020).

Na Figura 25 tem-se as indicações enumeradas que corresponde aos diferentes componentes do motor:

1. Filtro de ar
2. Saída de escape do turbocompressor
3. Escudo térmico de escape

4. Tampa da vareta de válvulas
5. Cárter de óleo
6. Sensor de nível de óleo
7. Entrada de óleo de lubrificação
8. Bomba de fornecimento de combustível
9. Saída de água quente
10. Entrada de bomba de água do mar
11. Saída de bomba de água do mar

Na Marinha do Brasil, os motores MAN 28/33 encontram aplicação nos Navios-Patrolha Classe Amazonas e futuramente nas Fragatas Classe Tamandaré. Sua presença nos meios demonstra a confiança na eficiência e desempenho destes motores em operações marítimas. Atualmente com o modelo de 16 cilindros já presente em três diferentes navios, e futuros navios que utilizarão o modelo de 12 cilindros.

Os parâmetros operacionais do motor são apresentados pela Tabela 3.

Tabela 3 - Dados operacionais do motor MAN 28/33D.

Parâmetros	12V28/33D	16V28/33D
Diâmetro interno do cilindro	280 [mm]	280 [mm]
Curso do pistão	330 [mm]	330 [mm]
Cilindrada por cilindro	20.3 [L]	20.3 [L]
Taxa de compressão	13:1	13:1
Potência contínua [1000 rpm]	5460 [kW]	7280 [kW]
Peso da instalação completa	36100 [kg]	43600 [kg]

Fonte: MAN Energy Solutions.

Quanto ao seu modo de funcionamento, o motor opera através de um ciclo que envolve admissão de ar, compressão, injeção de combustível, expansão e exaustão. Durante a admissão, o pistão cria um vácuo no cilindro, permitindo a entrada de ar. Em seguida, durante a compressão, o pistão sobe, comprimindo o ar e aumentando sua pressão e temperatura. Neste momento, o combustível diesel é injetado diretamente na câmara de combustão, onde a alta temperatura do ar comprimido provoca a ignição espontânea, desencadeando a combustão.

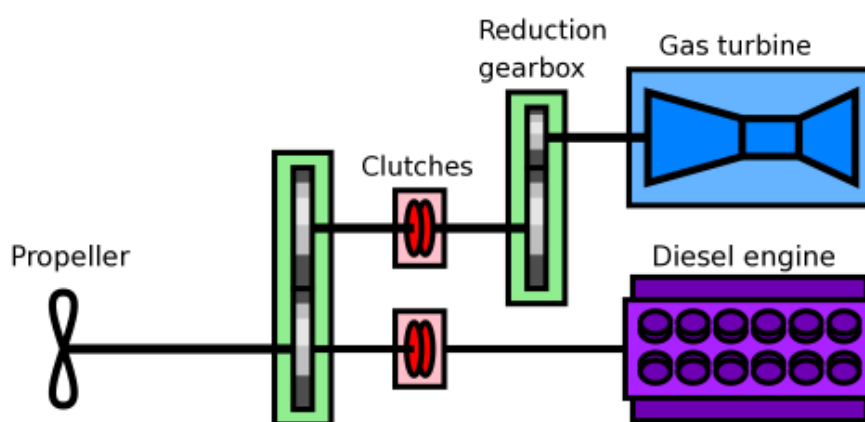
A explosão resultante impulsiona o pistão para baixo, gerando energia mecânica que é transferida ao virabrequim. Este converte o movimento linear em um movimento rotativo, que pode ser utilizado para realizar trabalho útil. Posteriormente, durante a fase de exaustão, o pistão retorna à posição superior, expelindo os gases de escape da combustão através da válvula de escape. Esse ciclo se repete continuamente, proporcionando um movimento giratório ao virabrequim.

No navio, o motor é acoplado a um sistema de transmissão que converte esse movimento rotativo em energia mecânica para acionar a hélice da embarcação, permitindo seu deslocamento. Além disso, o motor pode ser conectado a geradores elétricos para fornecer energia elétrica a bordo da embarcação.

7.4 Comparação entre Turbina a Gás e Motor a Diesel

É importante ressaltar que algumas embarcações, como as FCN, CCB e CCI, são equipadas com ambas as tecnologias de acordo com o sistema CODOG, apresentado na Figura 26. Essa abordagem híbrida proporciona uma flexibilidade significativa em termos de operação, permitindo a utilização do sistema mais adequado para cada situação. Por exemplo, em situações de alta demanda de potência, as TG podem ser acionadas para fornecer a potência necessária. Já em velocidades de cruzeiro ou operações de patrulha, os motores a diesel podem ser utilizados para otimizar a eficiência e economia de combustível.

Figura 26 - Sistema CODOG.



Fonte: MAN Energy Solutions (2020).

Já a Fragata Rademaker, dotada da propulsão COGOG, necessita sempre estar com uma das turbinas em funcionamento para seu deslocamento. A diferença é que para demandas de baixa velocidade, ela utiliza a TG Tyne RM1A e para demanda de altas velocidades, utiliza a TG Olympus TM3B.

Na propulsão naval, tanto as TG quanto os motores a diesel desempenham papéis vitais, cada um com suas próprias características e aplicações distintas. As TG são conhecidas por sua alta potência específica e capacidade de operação eficiente em altas velocidades. Essas características fazem delas uma escolha popular para navios que necessitam de alta velocidade. Além disso, as TG são notáveis pela sua capacidade de resposta rápida às mudanças de carga, o que é crucial em situações que demandam aceleração e manobra ágil. Porém seu consumo é demasiadamente elevado, quando comparado ao diesel.

Por outro lado, os motores a diesel oferecem alta eficiência térmica em cargas parciais e operação econômica em velocidades de cruzeiro, tornando-os ideais para navios de carga, petroleiros e outras embarcações de transporte. Eles são conhecidos por sua confiabilidade e capacidade de operar com uma variedade de combustíveis, proporcionando flexibilidade em termos de disponibilidade de combustível. Além disso, os motores a diesel são mais econômicos em termos de consumo de combustível em baixas velocidades e podem oferecer maior autonomia de viagem.

Apesar disso, os motores a diesel de média rotação e injeção direta, apresentam um resultado excepcional quando se trata de potência, eficiência e consumo. A exemplo desses motores MAN utilizados nos NPaOc e nas futuras FCT, que apresentam um baixo consumo de combustível em relação à potência entregue e muitas vezes alcançando velocidades similares ao navios movidos a TG.

Ambos os sistemas possuem vantagens e desvantagens que precisam ser consideradas ao escolher o sistema de propulsão mais adequado para uma aplicação específica. Estas considerações podem incluir critérios como tipo de embarcação, perfil de missão, requisitos de velocidade, eficiência e disponibilidade de combustível. Ao ponderar esses fatores, é possível selecionar a opção que melhor se alinha com os objetivos e necessidades da embarcação em questão. A tabela a ser apresentada de Da Silva (2018) destaca algumas vantagens e desvantagens da TG em comparação ao motor a diesel:

Tabela 4 - Vantagens e desvantagens da Turbina a Gás.

Vantagens TG	Desvantagens TG
Maior razão de potência por peso	Menor eficiência energética
Partidas e paradas mais rápidas	Menor vida útil
Tempo baixo de resposta	Mais sensível ao combustível
Equipe reduzida de manutenção	Alta tensão mecânica nos componentes
Menos matéria-prima na fabricação	Ruídos de alta frequência
Menor custo	Necessita de grande quantidade de ar
Menor vibração	Grande produção de gases quentes
Não requer água para resfriamento	Não pode ser reparado na planta

Fonte: Da Silva (2018, p. 47)

8 ESTUDO DE CASO

Para a realização do estudo de caso, serão extraídos dados operacionais e técnicos das turbinas das FCN, CCB, CBI e dos motores das futuras FCT. Esses dados serão obtidos através manuais dos motores e turbinas dos navios e de registros técnicos de manutenção.

A simulação dos ciclos térmicos dos motores será realizada utilizando o EES, empregando os dados extraídos na etapa anterior. O EES permitirá a modelagem detalhada dos processos termodinâmicos, possibilitando a análise de eficiência e desempenho dos motores sob diferentes condições operacionais. A escolha deste *software* se justifica pela sua ampla aplicabilidade em estudos de propulsão e termodinâmica, fornecendo ferramentas robustas para a simulação de sistemas complexos.

Para a análise das TG LM2500 e Olympus TM3B, foi concebido um algoritmo sofisticado no *software* EES. Este algoritmo visa obter dados cruciais em diversos pontos ao longo do processo. Estes dados incluem pressões, temperaturas, títulos, entalpias e entropias em diferentes estágios da turbina.

Essas grandezas termodinâmicas são essenciais para calcular os trabalhos consumido e produzido, bem como os fluxos de calor. Portanto, com esses dados em mãos, é possível realizar uma análise abrangente da eficiência termodinâmica das turbinas, bem como determinar a quantidade de combustível consumida. Além disso, o algoritmo permite avaliar o desempenho das turbinas sob uma variedade de condições operacionais, o que é crucial para determinar o seu comportamento em diferentes cenários.

No que diz respeito ao motor diesel MAN 28/33D, os parâmetros serão obtidos a partir do Guia do Projeto fornecido pela MAN *Energy Solutions*, abrangendo uma variedade de faixas de rotação por minuto (RPM). Com o banco de dados em mãos, serão aplicadas técnicas de interpolação polinomial por métodos numéricos. Isso viabiliza uma análise precisa e abrangente do desempenho do motor em diversas condições operacionais.

Para a realização do estudo de caso, foi estabelecido um percurso fictício, representando uma travessia do ponto de partida A ao destino B, totalizando uma distância de 200 quilômetros (km), equivalente a 108 milhas náuticas (MN). Este percurso simulado proporciona uma avaliação robusta das capacidades de propulsão, permitindo inclusive a análise de missões de maior duração em águas marítimas. Durante o trajeto, serão considerados três cenários distintos de velocidade: 12, 16 e 30 nós.

A seleção desta distância estratégica é crucial para garantir que os resultados obtidos possam ser extrapolados para diversas situações operacionais reais. Além disso, ao comparar os diferentes cenários de velocidade, será possível compreender as variações de desempenho e eficiência associadas a cada configuração propulsora.

A análise resultante desses cenários proporcionará um panorama abrangente das configurações avaliadas, incluindo a propulsão por motor diesel individual em cada eixo, a utilização de dois motores diesel por eixo e a aplicação de TG.

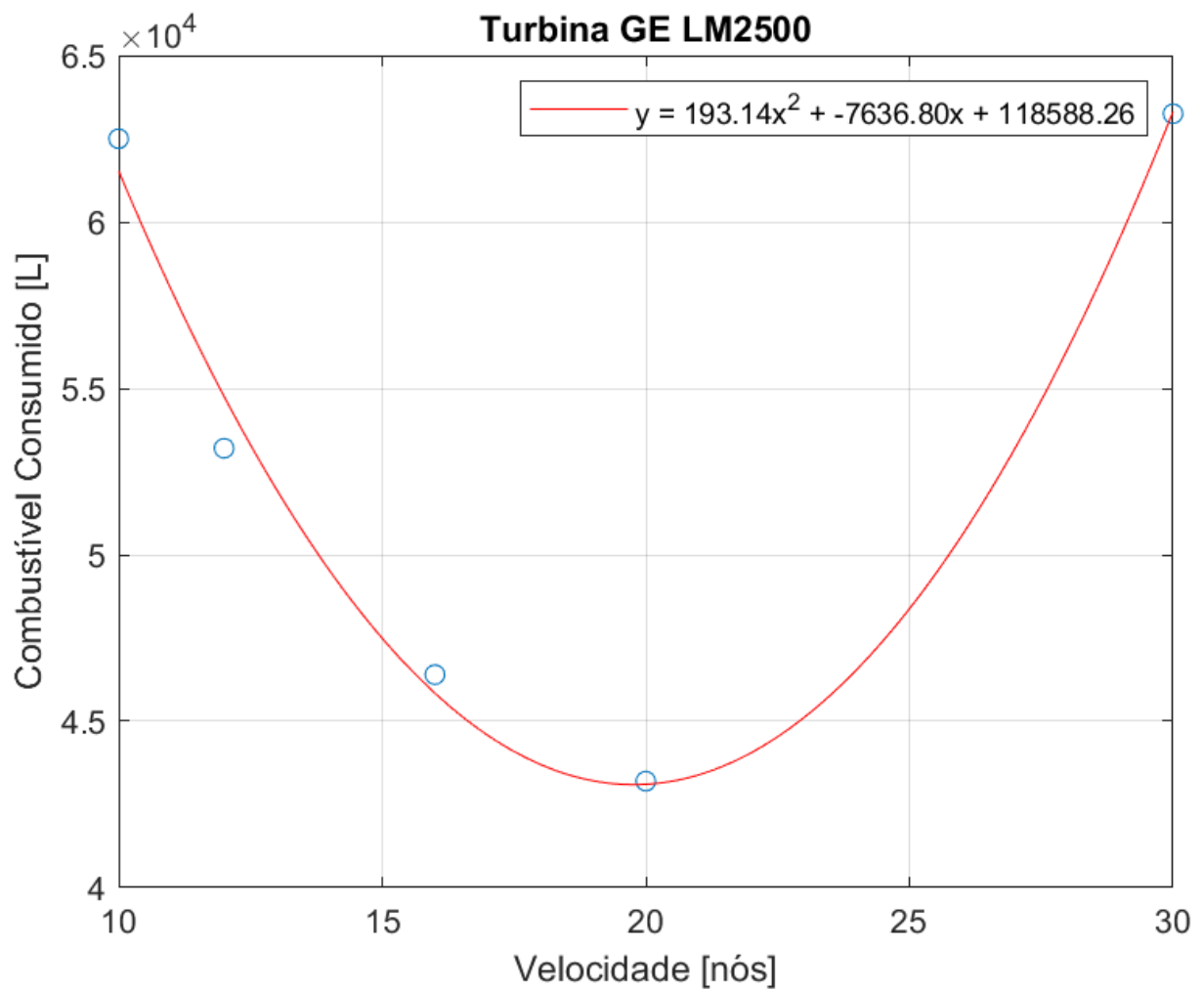
Vale ressaltar ainda que para o estudo de caso, foi considerado o mesmo casco de navio, com mesmas propriedades hidrodinâmicas e deslocamento e ignorando influências de estado do mar, tempo, vento e outros fatores que pudessem influenciar no resultado do estudo.

9 RESULTADOS

9.1 Análise do consumo de combustível

De acordo com os valores obtidos pelos estudos realizados, para a configuração da TG LM2500, obteve-se o seguinte gráfico apresentado na Figura 27 que ilustra a relação entre a velocidade do navio e o consumo de combustível.

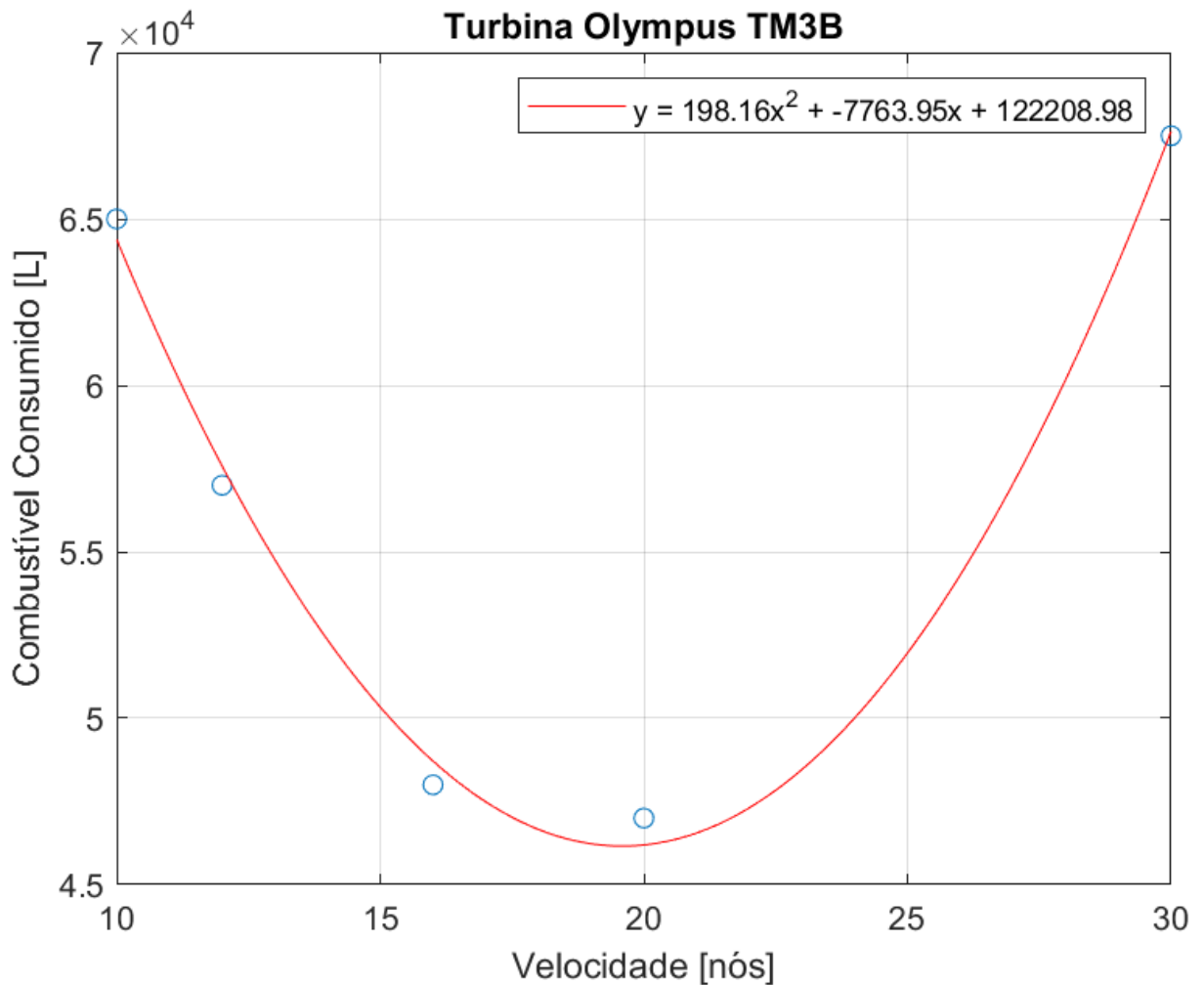
Figura 27 - Velocidade x Combustível para a Turbina GE LM2500.



Fonte: Autor.

Para a configuração de duas TG Olympus TM3B, ou seja, uma por eixo, obteve-se o seguinte gráfico apresentado na Figura 28 que ilustra a relação entre a velocidade do navio e o consumo de combustível.

Figura 28 – Velocidade x Combustível para a Turbina Olympus TM3B



Fonte: Autor.

A concavidade voltada para cima na curva de consumo de combustível em relação à velocidade pode ser atribuída a uma característica do processo termodinâmico nas TG. Tal comportamento é visível em ambas Figuras 27 e 28 referentes às turbinas LM2500 e Olympus TM3B, respectivamente.

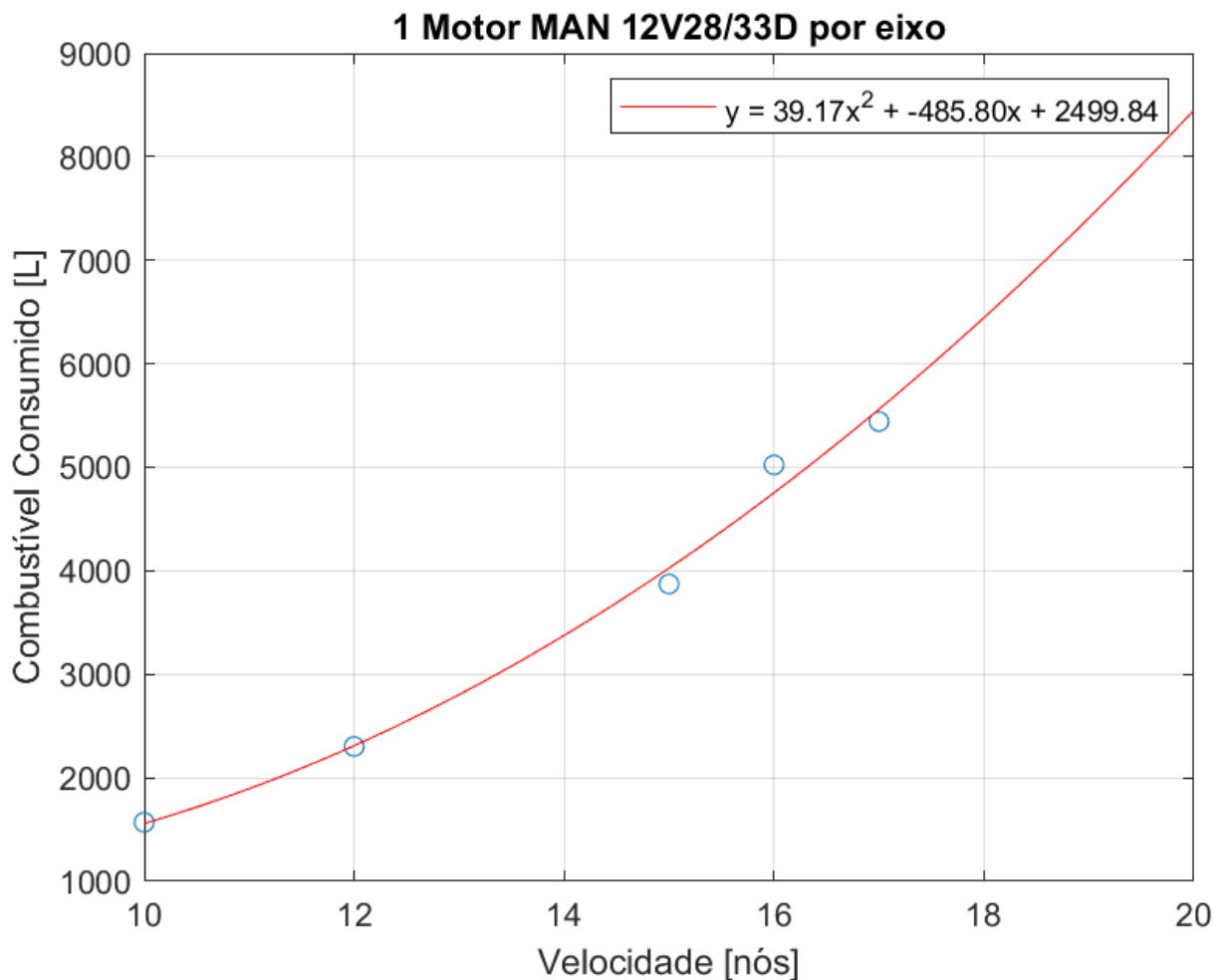
Em geral, em baixas velocidades (menor carga), a eficiência da TG tende a ser menor, o que significa que para produzir a mesma potência, mais combustível é consumido. À medida que a carga aumenta, a eficiência da TG melhora, o que resulta em um consumo de combustível mais eficiente para a mesma potência.

Em que pese as Fragatas e Corvetas dotadas dessas turbinas em estudo, tenham também motores a diesel para baixas velocidades, vê-se a necessidade de utilizar as turbinas para velocidades a partir de 12 nós.

Quanto à configuração com motores a diesel, foi estudado somente a aplicação de motores 12V da série MAN 28/33D. Assim, as Figuras 29 e 30 apresentam a relação entre a velocidade do navio e o consumo de combustível para a configuração de um e dois motores por eixo, respectivamente.

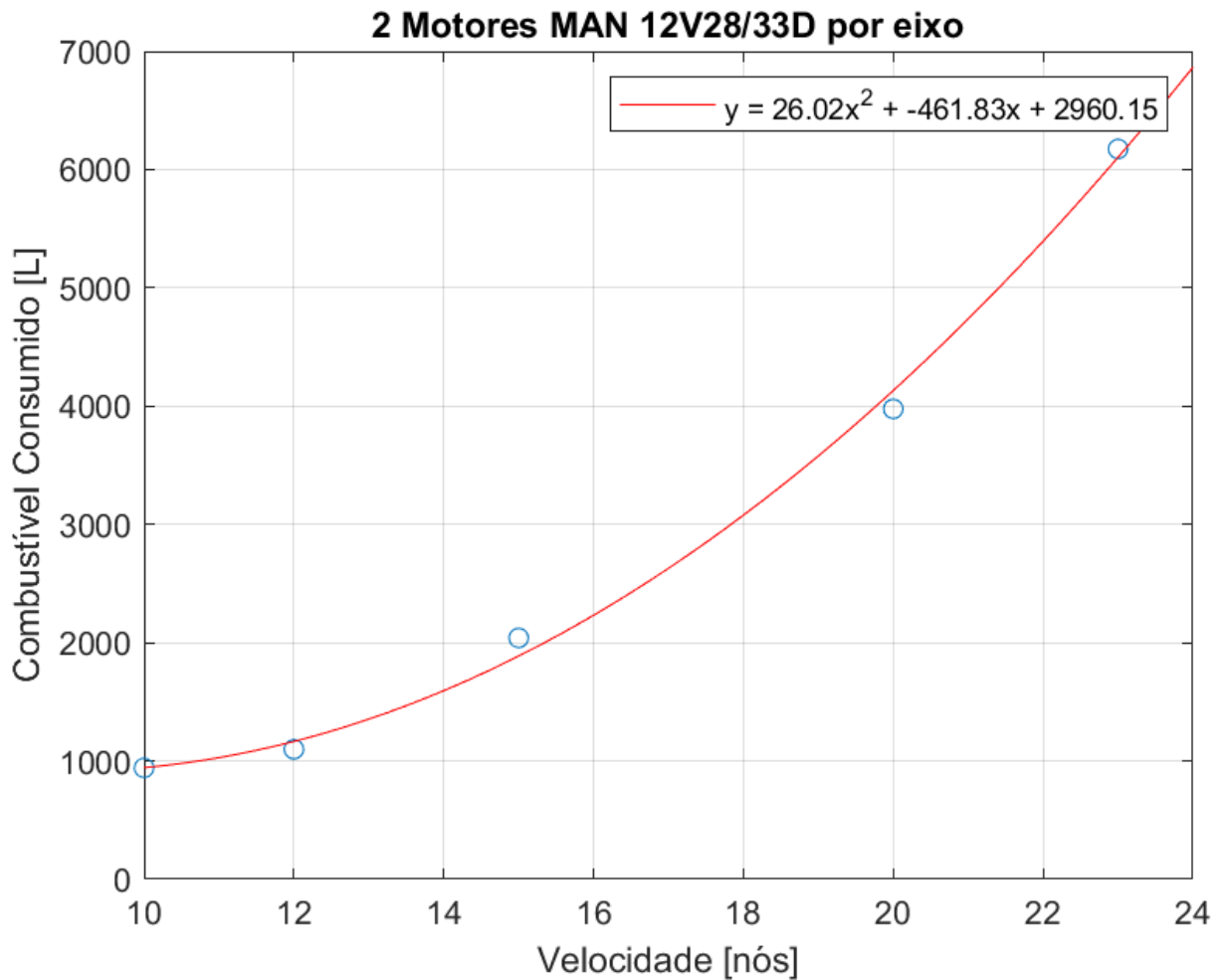
É importante ressaltar que a FCT será dotada de quatro motores desse modelo, sendo dois para atender o eixo de boreste e os outros dois para atender o eixo de bombordo. Dessa maneira, o estudo foi feito levando em consideração, primeiro, com dois motores em funcionamento, ou seja, um motor por eixo e, depois, utilizando todos os quatro motores, sendo dois por eixo.

Figura 29 - Velocidade x Combustível 1 motor MAN 12V28/33D por eixo.



A figura 30 apresenta a relação da velocidade com o consumo de combustível para a configuração de dois motores por eixo, ou seja, os quatro motores em funcionamento.

Figura 30 - Velocidade x Combustível para 2 motores MAN 12V28/33D por eixo.



O comportamento para o motor a diesel é bastante interessante e sugere uma eficiência notável dos motores em comparação com as TG, especialmente em termos de consumo de combustível. A observação de um menor consumo de combustível ao utilizar dois motores por eixo a partir de uma determinada velocidade pode ser resultado de um ponto ótimo de operação para essa configuração específica.

Para uma interpretação mais precisa, ao se tratar de dois motores por eixo, conforme a Figura 30, o resultado do consumo deve ser multiplicado por dois, tendo em vista que essa configuração resulta na utilização de quatro motores.

Esses resultados destacam a importância de analisar diferentes configurações de propulsão com base nas condições de operação específicas, levando em consideração fatores como eficiência, consumo de combustível e outros parâmetros relevantes. Isso proporcionará uma compreensão mais completa e informada das melhores opções para diferentes situações.

9.2 Velocidade de 12 nós

A uma velocidade de 12 nós, a configuração com a turbina LM2500 apresentou um consumo de combustível de 53200 litros e a eficiência da turbina foi de 12%. A configuração com a turbina Olympus TM3B apresentou um consumo de combustível de 57000 litros e a eficiência da turbina foi de 10.5%.

A configuração com um motor MAN 12V28/33D por eixo apresentou um consumo de combustível de 2300 litros. A configuração com dois motores MAN 12V28/33D por eixo apresentou um consumo de combustível de 2472 litros, considerando o consumo de ambos os motores.

Para a velocidade de 12 nós, observa-se que o consumo de combustível das TG é consideravelmente elevado. Essa alta demanda era algo esperado, dado que a eficiência desses motores nessa operação específica é relativamente baixa. Diante dessa análise, torna-se inviável a aplicação das TG para essa velocidade, uma vez que os motores a diesel apresentaram uma economia muito superior.

No contexto dos motores a diesel, entre as duas configurações disponíveis, é recomendável a utilização de um motor por eixo para a velocidade de 12 nós. Além de consumir menos combustível, essa configuração não está sujeita a um desgaste excessivo que justificaria a necessidade de dois motores por eixo nessa faixa de velocidade. Portanto, para a velocidade de 12 nós, a opção mais eficaz e econômica seria empregar um único motor a diesel por eixo.

Por fim, um comparativo para cada tipo de configuração para realizar o trajeto de 200 km com uma velocidade média de 12 nós é apresentada na Tabela 5:

Tabela 5 - Resultado comparativo para a velocidade de 12 nós.

Configuração	Combustível Consumido [L]
LM2500	53200
Olympus TM3B	57000
MAN 12V28/33D	2300
2x MAN 12V28/33D	2472

Fonte: Autor.

9.3 Velocidade 16 nós

A uma velocidade de 16 nós, a configuração com a turbina LM2500 apresentou um consumo de combustível de 46400 litros e a eficiência da turbina foi de 22%. A configuração com a turbina Olympus TM3B apresentou um consumo de combustível de 48000 litros e a eficiência da turbina foi de 18%.

A configuração com um motor MAN 12V28/33D por eixo apresentou um consumo de combustível de 5042 litros. A configuração com dois motores MAN 12V28/33D por eixo apresentou um consumo de combustível de 4612 litros.

Para a velocidade de 16 nós, destaca-se uma significativa melhora no consumo de combustível nas TG em comparação com a velocidade de 12 nós. Esse incremento na eficiência é um ponto positivo para esses motores, tornando-os mais competitivos nessa faixa de velocidade. Contudo, mesmo com essa melhoria, os motores a diesel ainda apresentam uma economia substancialmente superior quando comparados às TG.

Nessa velocidade, há uma demanda de potência mais elevada, o que influencia diretamente na escolha da configuração dos motores. Nesse contexto, torna-se mais recomendável a utilização de dois motores a diesel por eixo. Além de proporcionarem uma operação mais equilibrada, essa configuração se adequa de forma mais eficaz à exigência de potência, resultando em um consumo de combustível mais otimizado. Assim, para a velocidade de 16 nós, a aplicação de dois motores a diesel por eixo emerge como a alternativa mais eficiente e econômica.

Por fim, um comparativo para cada tipo de configuração para realizar o trajeto de 200 km com uma velocidade média de 16 nós. É apresentada na Tabela 6:

Tabela 6 - Resultado comparativo para a velocidade de 16 nós.

Configuração	Combustível Consumido [L]
LM2500	46400
Olympus TM3B	48000
MAN 12V28/33D	5042
2x MAN 12V28/33D	4612

Fonte: Autor.

9.4 Velocidade de 30 nós

A uma velocidade de 30 nós, a configuração com a turbina LM2500 apresentou um consumo de combustível de 63250 litros e eficiência da turbina foi de 25%. A configuração com a turbina Olympus TM3B apresentou um consumo de combustível de 67500 litros e eficiência da turbina foi de 23%.

Para atingir uma velocidade tão elevada como de 30 nós, uma potência próxima de 18 MW é necessária. Valor factível somente para as TG, uma vez que nem mesmo utilizando a configuração de 2 motores por eixo MAN 16V28/33D, que possui maior potência do que a versão 12V, obteria-se o valor necessário para operar nessa condição.

Além disso, os navios em que tais configurações propulsivas estão implementadas, não conseguem operar em tal velocidade também. Entretanto, como é um valor teórico aceitável para ambas turbinas, a análise é feita para visualizar uma situação extrema.

Por fim, um comparativo para cada tipo de configuração para realizar o trajeto de 200 km com uma velocidade média de 30 nós. É apresentada na Tabela 7:

Tabela 7 - Resultado comparativo para a velocidade de 30 nós.

Configuração	Combustível Consumido [L]
LM2500	63250
Olympus TM3B	67500

Fonte: Autor.

10 CONCLUSÕES

Ao longo desta análise abrangente das configurações propulsoras MB, foi possível extrair conclusões significativas sobre a eficiência e economia de cada sistema. Para a velocidade de 12 nós, observou-se que a configuração com um motor diesel por eixo demonstrou ser a escolha mais eficiente, apresentando um desempenho relevante em termos de consumo de combustível e produção de energia.

Por sua vez, ao elevar a velocidade para 16 nós, a configuração com dois motores diesel por eixo emergiu como a opção mais adequada. Esta disposição proporcionou uma eficiência notável. Ademais, o sistema demonstrou uma economia significativa de combustível em comparação com as outras configurações avaliadas. No entanto, quando se torna imperativa a necessidade de atingir 30 nós, a utilização da TG se destaca como a escolha mais eficaz. Este sistema oferece um desempenho excepcional em altas velocidades, com uma economia de combustível considerável em relação às configurações de motores diesel.

Do ponto de vista econômico, a configuração com dois motores diesel por eixo a 16 nós se apresenta como a opção mais vantajosa, combinando eficiência operacional com custos operacionais otimizados.

Devido a alta potência entregue pelos motores a diesel mais modernos, dotados de injeção direta de combustível e uma melhor turbocompressão, oferecendo um consumo bem mais baixo, quando comparado às TG, a escolha por navios com esse tipo de propulsão tem sido cada vez maior pela MB.

Em última análise, a escolha do sistema propulsor ideal dependerá das necessidades específicas de cada aplicação, levando em consideração fatores como velocidade operacional, eficiência e custos. Cada configuração oferece vantagens distintas, e a decisão final deve ser pautada em uma avaliação holística de todos esses elementos.

Nota-se ainda que estas configurações foram analisadas de forma isolada e fictícia. Na prática, será o comandante que deverá dar as ordens quanto à configuração do modelo propulsivo, levando em consideração a complexidade e especificidade de cada missão.

Ademais, é plenamente possível que, em situações reais, se adote uma abordagem combinada, aproveitando o melhor de cada sistema conforme as necessidades e exigências do momento. Dessa forma, a eficácia e a eficiência do navio serão maximizadas em qualquer cenário de operação.

10.1 Sugestão para futuros trabalhos

O desenvolvimento de um modelo mais robusto de pegada de carbono torna-se necessário, uma vez que a grande pauta da atualidade é a sustentabilidade dos meios de transporte. Sendo assim, embora a conclusão deste trabalho indique que os motores a diesel são superiores às TG para uma vasta gama de operações, sabe-se que esses também são potencialmente danosos ao meio ambiente.

Além disso, a obtenção de dados experimentais é uma sugestão válida, desenvolver a abordagem deste trabalho com valores mais precisos e realísticos, sem a necessidade de realizar demasiadas interpolações, aproximações e implementação de hipóteses. Tal ato garantiria resultados mais consistentes e aplicáveis no cotidiano.

Por fim, a sugestão de um futuro trabalho similar a este, é o desenvolvimento de um otimizador de trajeto. Um algoritmo que recebe o trajeto a ser feito e indica qual é a configuração ótima a ser utilizada, em quais momentos são ativados os motores a diesel ou a TG e por quanto tempo se mantém.

REFERÊNCIAS

CARNEIRO, Flávio S. D.; RIBEIRO, Ciro C. **Análise do Desempenho de Turbina a Gás Utilizando o Resfriamento do Ar de Entrada**. 2011. 103 f. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal do Espírito Santo, Vitória, 2011.

CIAA -118/028: **Turbina a Gás**, 1ª Revisão –2000

ÇENGEL, Yunus A. **Introduction to thermodynamics and heat transfer**. McGraw-Hill, 2008.

DA SILVA, Claudio Luiz Ferreira. **Vantagens e Desvantagens da Turbina a Gás Olympus em Relação ao Motor Diesel das Fragatas Classe Niterói**. 2018. 74 f. Trabalho de Conclusão de Curso (Aperfeiçoamento em Máquinas) – Centro de Instrução Almirante Wandenkolk, Marinha do Brasil, Rio de Janeiro, 2018.

DE AQUINO, Gustavo Diniz Leite. **A Marinha para o futuro**. Revista de Villegagnon, Rio de Janeiro, 2017.

DINIZ, Pedro Mendes. **Resfriamento do ar de admissão em turbinas a gás: Aplicação à Propulsão de Navios da Marinha do Brasil**. 2018. 70 f. Trabalho de Conclusão de Curso (Aperfeiçoamento em Máquinas) – Centro de Instrução Almirante Wandenkolk, Marinha do Brasil, Rio de Janeiro, 2018.

ENCYCLOPÆDIA BRITANNICA. **Diesel Engine**. Disponível em: <https://www.britannica.com/technology/diesel-engine>. Acesso em: 22 ago. 2023

FERRO, Matheus Vieira. **Resfriamento do ar de admissão em turbinas a gás utilizando chillers de absorção**. 2016. 97 f. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal de Juiz de Fora, Juiz de Fora, 2016.

FILHO, Gilberto Dória do Valle. **Avaliação das instalações de máquinas em navios visando redução do uso de combustíveis fósseis**. 2011. 121 f. Dissertação de Mestrado (Mestre em Engenharia Naval e Oceânica) – Universidade de São Paulo, São Paulo, 2011.

FILHO, Ricieri Fornazari. **Otimização de um ciclo Brayton irreversível com regeneração, inter-resfriamento e reaquecimento através de uma função objetivo termoeconômica**. 2018. 110 f. Dissertação de Mestrado (Mestre em Engenharia Mecânica) – Universidade Estadual Paulista, Bauru, 2018.

FREIRE, Leonardo Gandelman. **Otimização e análise termodinâmica de um ciclo de turbina a gás com e sem regeneração**. 2023. 76 f. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2023.

GENERAL ELECTRIC COMPANY. **LM2500 Marine Gas Turbine**. Cincinnati: GE Aviation, 2017. Disponível em: <https://www.geaviation.com/marine/engines/military/lm2500-engine>. Acesso em: 20 ago. 2023.

GIACOSA, Dante. 1970. **Motores Endotérmicos**. 3ª Edição. Barcelona: Hoepli - Ed. Científico Médica.

LAURYA, M.L. **Análise de rendimento de uma turbina a gás utilizando resfriamento do ar de aspiração**. 2014. Dissertação de Mestrado (Mestre em Engenharia Mecânica) – Departamento de Educação Superior, Centro Federal de Educação Tecnológica Celso Suckow, Rio de Janeiro, 2014.

MAN Diesel & Turbo. **Manual Técnico do Motor MAN V28/33D STC**. Disponível em: https://www.man-es.com/docs/default-source/projectguidesde_projectguidesde_files/man-v28-33d-stc-imo-tier-ii-marine.pdf?sfvrsn=595f30f6_3. Acesso em: 10 ago. 2023.

MORGAN, S. G.; LAMPORT, A. W.; SMITH, A. J. R. Gas Turbines in the Royal Navy, 1965-1969. In: GAS TURBINE CONFERENCE & PRODUCTS SHOW, 1970, Brussels.

MUNIZ, Jefferson de Vargas. **Aproveitamento de água fria do mar para fins energéticos em resfriamento do ar de aspiração de turbinas a gás e climatização em plataformas de petróleo**. 2013. 170 f. Dissertação de Mestrado (Mestre em Engenharia Oceânica) – Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2013.

Proceedings from ASME 1970 International Gas Turbine Conference and Products Show, New York: The American Society of Mechanical Engineers, v. 1A, 1970.

REPINALDO, V. P. **Otimização de um ciclo Brayton irreversível com regeneração, inter-resfriamento e reaquecimento**. 2013. 138 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia, Universidade Estadual Paulista, Bauru, 2013.

ROLLS-ROYCE. **Turbina a gás**. Disponível em: <https://www.rolls-royce.com/products-and-services/defence/naval/gas-turbines.aspx> . Acesso em: 20 set. 2023.

APÊNDICE A – PROGRAMA NO EES PARA SIMULAÇÃO

{ --- Funções --- }

{ Função para cálculo da entalpia da mistura de gases da combustão }

```
FUNCTION calcula_enthalpy_mistura(T; P; f_N2; f_H2O)
  $COMMON f_O2; f_CO2; f_Arg
  calcula_enthalpy_mistura = f_N2 * ENTHALPY(N2; T=T) +
    f_O2 * ENTHALPY(O2; T=T) +
    f_CO2 * ENTHALPY(CO2; T=T) +
    f_Arg * ENTHALPY(Ar; T=T) +
    f_H2O * ENTHALPY(STEAM; P=P; T=T)
```

END

{ --- Rotinas --- }

{ Rotina iterativa para encontrar as eficiências de componentes }

```
PROCEDURE encontra_eficiencias(W_dot_Liq; m_dot; P; rp; np; To:T2C; T2T; nc; nt; npt)
```

```
  $COMMON npc; T_iso; P_iso; w_iso; f_mol_H2O; f_H2O; f_N2; ek_ar; ek_exh
```

```
  npt = np
```

```
  REPEAT
```

```
    npt = npt - 0.000005
```

```
    nc = ((rp^ek_ar) - 1) / (rp^(ek_ar/npc) - 1)
```

```
    nt = (1 - rp^(-npt*ek_exh)) / (1 - rp^(-ek_exh))
```

```
    T2C = T_iso * (((rp^ek_ar) - 1)/nc) + 1)
```

```
  IF (rp=18) THEN
```

```
    T2T = To / (nt * ((rp*0.95)^(-ek_exh) - 1) + 1) {DATASHEET DA LM2500 FORNECE T4}
```

```
    mf_dot_t = 0
```

```
    mf_dot = 0
```

```
  REPEAT
```

```
    mf_dot_t = mf_dot
```

```
    Q_dot_H = (m_dot+mf_dot_t)*(calcula_enthalpy_mistura(T2T, f_mol_H2O*P_iso*rp*0.95,
f_N2, f_H2O) - calcula_enthalpy_mistura(T2C, f_mol_H2O*P_iso*rp, f_N2, f_H2O))
```

```
    mf_dot = Q_dot_H / 42259.414
```

```
  UNTIL (mf_dot-mf_dot_t < 0.00001)
```

```
  W_dot_T = (m_dot+mf_dot)*(calcula_enthalpy_mistura(T2T, f_mol_H2O*P_iso*rp*0.95, f_N2,
f_H2O) - calcula_enthalpy_mistura(To, f_mol_H2O*P_iso, f_N2, f_H2O))
```

```
  ELSE
```

```
    T2T = To * (nt * ((rp*0.94)^(-ek_exh) - 1) + 1) {ARTIGOS DA ROYAL NAVY FORNECEM T3}
```

```
    mf_dot_t = 0
```

```
    mf_dot = 0
```

```
  REPEAT
```

```
    mf_dot_t = mf_dot
```

```
    Q_dot_H = (m_dot+mf_dot_t)*(calcula_enthalpy_mistura(To, f_mol_H2O*P_iso*rp*0.94,
f_N2, f_H2O) - calcula_enthalpy_mistura(T2C, f_mol_H2O*P_iso*rp, f_N2, f_H2O))
```

```
    mf_dot = Q_dot_H / 42259.414
```

```
  UNTIL (mf_dot-mf_dot_t < 0.00001)
```

```
  W_dot_T = (m_dot+mf_dot)*(calcula_enthalpy_mistura(To, f_mol_H2O*P_iso*rp*0.94, f_N2,
f_H2O) - calcula_enthalpy_mistura(T2T, f_mol_H2O*P_iso, f_N2, f_H2O))
```

```
  END
```



```

W_dot_C = m_dot*(ENTHALPY(AirH2O;P=P_iso;T=T_iso;W=w_iso) -
ENTHALPY(AirH2O;P=P_iso*rp;T=T2C;W=w_iso))
W_dot_Liq = W_dot_T + W_dot_C
UNTIL (W_dot_Liq <= P)
END

```

```
{ --- Simulação Principal --- }
```

```

PROCEDURE simula_ciclo(T3; T4; rp; dp; nc; m_dot; W_dot_Liq[0..45]; W_dot_el[0..45];
Q_dot_resf[0..45]; mf_dot_tot[0..45]; rend[0..45]; SFC[0..45]; rend_global[0..45]; SFC_global[0..45];
T1[0..45]; T0[0..45])
$COMMON ek_ar; T_iso; P_iso; W_iso; RH_in; f_N2; f_H2O; fmol_H2O; modo
$ARRAYS ON
i = 0
T0[0] = 0

REPEAT
w_in = HUMRAT(AirH2O;P=P_iso;T=T0[i]+273.15;R=RH_in)
T1[i] = T0[i]
w1 = w_in
f_H2Oc = f_H2O - w_iso + w_in
f_N2c = f_N2 + w_iso - w_in
W_dot_el[i] = 0
Q_dot_resf[i] = 0

m_dot_Tin =
m_dot*DENSITY(AirH2O;T=T1[i]+273.15;P=P_iso;W=w1)/DENSITY(AirH2O;T=T_iso;P=P_iso;W=w_i
so) {Correção da vazão de ar para a temperatura de entrada}
T2[i] = (T1[i]+273.15) * (((rp^ek_ar) - 1)/nc) + 1)
W_dot_C[i] = m_dot_Tin*(ENTHALPY(AirH2O;P=P_iso;T=T1[i]+273.15;W=w1) -
ENTHALPY(AirH2O;P=P_iso*rp;T=T2[i];W=w1))
mf_dot_t = 0
mf_dot[i] = 0

REPEAT
mf_dot_t = mf_dot[i]
Q_dot_H[i] = (m_dot_Tin+mf_dot_t)*(calcula_enthalpy_mistura(T3; fmol_H2O*P_iso*rp*dp;
f_N2c; f_H2Oc) - calcula_enthalpy_mistura(T2[i]; fmol_H2O*P_iso*rp; f_N2c; f_H2Oc))
mf_dot[i] = Q_dot_H[i] / 42259.414
UNTIL (mf_dot[i]-mf_dot_t < 0.00001)

W_dot_T[i] = (m_dot_Tin+mf_dot[i])*(calcula_enthalpy_mistura(T3; fmol_H2O*P_iso*rp*dp;
f_N2c; f_H2Oc) - calcula_enthalpy_mistura(T4; fmol_H2O*P_iso; f_N2c; f_H2Oc))
W_dot_Liq[i] = W_dot_T[i] + W_dot_C[i]
mf_dot_tot[i] = mf_dot[i] + W_dot_el[i] / (0.412*42259.414)
rend[i] = W_dot_Liq[i] / Q_dot_H[i]
rend_global[i] = W_dot_Liq[i] / (42259.414*mf_dot_tot[i])
SFC[i] = (3600*Q_dot_H[i] / 42259.414) / W_dot_Liq[i]
SFC_global[i] = (3600*mf_dot_tot[i]) / W_dot_Liq[i]
T0[i+1] = T0[i] + 1
i = i + 1
UNTIL (i = 46)
END

```

```
{ --- Parâmetros e Valores Iniciais --- }
```

```

npc = 0.9
np_lm = 0.8196

```

```

np_lm = 0.7965
np_ty = 0.7613
T4_lm = 839.15 [K]
m_dot_lm = 70.5 [kg/s]
P_lm = 25060 [kJ/s]
rp_lm = 18
dp_lm = 0.95
T3_lm = 1220 [K]
m_dot_lm = 103.42 [kg/s]
P_lm = 20880 [kJ/s]
rp_lm = 10.37
dp_lm = 0.94
T_iso = 288.15 [K]
RH_iso = 0.6
P_iso = 101.325 [kPa]
w_iso = HUMRAT(AirH2O;P=P_iso;T=T_iso;R=RH_iso)
RH_in = 0.791
fmol_O2 = 0.14141
fmol_CO2 = 0.04128
fmol_Arg = 0.00902
fmol_H2O = 0.05091
fmol_N2 = 0.75738
f_O2 = (fmol_O2*31.998)/(fmol_O2*31.998 + fmol_CO2*44.01 + fmol_Arg*39.948 +
fmol_H2O*18.01528 + fmol_N2*28.014) {Cálculo das frações de massa}
f_CO2 = (fmol_CO2*44.01)/(fmol_O2*31.998 + fmol_CO2*44.01 + fmol_Arg*39.948 +
fmol_H2O*18.01528 + fmol_N2*28.014)
f_Arg = (fmol_Arg*39.948)/(fmol_O2*31.998 + fmol_CO2*44.01 + fmol_Arg*39.948 +
fmol_H2O*18.01528 + fmol_N2*28.014)
f_H2O = (fmol_H2O*18.01528)/(fmol_O2*31.998 + fmol_CO2*44.01 + fmol_Arg*39.948 +
fmol_H2O*18.01528 + fmol_N2*28.014)
f_N2 = 1 - f_O2 - f_CO2 - f_Arg - f_H2O
k_ar = CP(AirH2O;P=P_iso;T=T_iso;R=RH_iso)/CV(AirH2O;P=P_iso;T=T_iso;R=RH_iso)
ek_ar = (k_ar - 1)/k_ar
k_exh = (f_N2*CP(N2;T=930) + f_O2*CP(O2;T=930) + f_CO2*CP(CO2;T=930) + f_Arg*CP(Arg;T=930)
+ f_H2O*CP(STEAM;P=P_iso;T=930))/(f_N2*CV(N2;T=930) + f_O2*CV(O2;T=930) +
f_CO2*CV(CO2;T=930) + f_Arg*CV(Arg;T=930) + f_H2O*CV(STEAM;P=6.73*P_iso;T=930))
ek_exh = (k_exh - 1)/k_exh

```

{ --- Chamadas de Funções --- }

{ LM2500 }

```

CALL encontra_eficiencias(2*P_lm/m_dot_lm; m_dot_lm; P_lm; rp_lm; np_lm; T4_lm: T2_lm; T3_lm;
nc_lm; nt_lm; npt_lm)
CALL simula_ciclo(T3_lm; T4_lm; rp_lm; dp_lm; nc_lm; m_dot_lm: W_dot_Liq_lm[0..45];
W_dot_el_lm[0..45]; Q_dot_resf_lm[0..45]; mf_dot_tot_lm[0..45]; rend_lm[0..45]; SFC_lm[0..45];
rend_global_lm[0..45]; SFC_global_lm[0..45]; T1_lm[0..45];)

```

{ OLYMPUS }

```

CALL encontra_eficiencias(2*P_ol/m_dot_ol; m_dot_ol; P_ol; rp_ol; np_ol; T3_ol: T2_ol; T4_ol; nc_ol;
nt_ol; npt_ol)
CALL simula_ciclo(T3_ol; T4_ol; rp_ol; dp_ol; nc_ol; m_dot_ol: W_dot_Liq_ol[0..45];
W_dot_el_ol[0..45]; Q_dot_resf_ol[0..45]; mf_dot_tot_ol[0..45]; rend_ol[0..45]; SFC_ol[0..45];
rend_global_ol[0..45]; SFC_global_ol[0..45]; T1_ol[0..45];)

```