



UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
Faculdade de Engenharia Mecânica

NERIVALDO RODRIGUES DA SILVA

**Determinação do Desempenho e Caracterização
do Processo de Combustão de um Motor
Propulsor Marítimo de Ignição por Compressão,
Dois Tempos e Baixa Rotação**

CAMPINAS

2018

NERIVALDO RODRIGUES DA SILVA

Determinação do Desempenho e Caracterização do Processo de Combustão de um Motor Propulsor Marítimo de Ignição por Compressão, Dois Tempos e Baixa Rotação

Tese de Doutorado apresentada à Faculdade de Engenharia Mecânica da Universidade Estadual de Campinas como parte dos requisitos exigidos para obtenção do título de Doutor em Engenharia Mecânica, na Área de Térmica e Fluidos.

Orientador: PROF. DR. CAIO GLAUCO SÁNCHEZ

ESTE EXEMPLAR CORRESPONDE À VERSÃO FINAL DA TESE DEFENDIDA PELO ALUNO NERIVALDO RODRIGUES DA SILVA E ORIENTADA PELO PROF. DR CAIO SÁNCHEZ GLAUCO.

.....
ASSINATURA DO ORIENTADOR

CAMPINAS

2018

Agência(s) de fomento e nº(s) de processo(s): CAPES, 33.00.30.17

ORCID: <http://orcid.org/0000-0001-8784-7586>

Ficha catalográfica
Universidade Estadual de Campinas
Biblioteca da Área de Engenharia e Arquitetura
Rose Meire da Silva - CRB 8/5974

Si38d Silva, Nerivaldo Rodrigues da, 1956-
Determinação do desempenho e caracterização do processo de combustão de um motor propulsor marítimo de ignição por compressão, dois tempos e baixa rotação / Nerivaldo Rodrigues da Silva. – Campinas, SP : [s.n.], 2018.

Orientador: Caio Glauco Sánchez.
Tese (doutorado) – Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica.

1. Motores de combustão interna - Termodinâmica. 2. Navios - Propulsão. 3. Motores a dois tempos - Projetos e construção. 4. Motor diesel - Combustão. 5. Cinemática das máquinas - Processamento de dados. I. Sánchez, Caio Glauco, 1955-. II. Universidade Estadual de Campinas. Faculdade de Engenharia Mecânica. III. Título.

Informações para Biblioteca Digital

Título em outro idioma: Performance determination and characterization of combustion process of two-stroke, and low rotation marine engine

Palavras-chave em inglês:

Internal combustion engines - Thermodynamics

Ships - Propulsion

Two-stroke engines - Projects and construction

Diesel engine - Combustion

Kinematics of machines - Data processing

Área de concentração: Térmica e Fluídos

Titulação: Doutor em Engenharia Mecânica

Banca examinadora:

Caio Glauco Sánchez [Orientador]

Vicente Luiz Scalon

Oscar Maurício Hernandez Rodriguez

Waldyr Luiz Ribeiro Gallo

Janito Vaqueiro Ferreira

Data de defesa: 31-08-2018

Programa de Pós-Graduação: Engenharia Mecânica

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
COMISSÃO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA
MECÂNICA
DEPARTAMENTO DE ENERGIA

TESE DE DOUTORADO

Determinação do Desempenho e Caracterização do Processo de Combustão de
um Motor Propulsor Marítimo de Ignição por Compressão, Dois Tempos e
Baixa Rotação

Autor: Nerivaldo Rodrigues da Silva

Orientador: Prof. Dr. Caio Glauco Sánchez

A Banca Examinadora composta pelos membros abaixo aprovou esta Tese:

Prof. Dr. Caio Glauco Sánchez, Presidente
Instituição UNICAMP

Prof. Dr. Vicente Luiz Scalon
Instituição UNESP – Faculdade de Engenharia de Bauru

Prof. Dr. Oscar Maurício Hernandez Rodriguez
Instituição EESC/USP/São Paulo

Prof. Dr. Waldyr Luiz Ribeiro Gallo
Instituição FEM/UNICAMP

Prof. Dr. Janito Vaqueiro Ferreira
Instituição FEM/UNICAMP

A Ata da defesa com as respectivas assinaturas dos membros encontra-se no processo de vida acadêmica do aluno.

Campinas, 31 de Agosto de 2018.

Dedicatória

Dedico este trabalho à minha querida esposa Alda, por ter suportado a minha ausência, me apoiado e incentivado meus estudos.

A minha querida mãe, Bernadete e ao meu pai Genesio “*in memória*” que sempre orientaram o meu caminho.

Aos meus irmãos, Neide, Nildete, Norma, Naraci, Nilson, Nelson e Nilton, que sempre me apoiaram em todos os momentos da minha vida.

Aos meus filhos, Juliana e Ricardo e ao meu neto Pedro

Agradecimentos

Este trabalho não poderia ser realizado sem a ajuda de diversas pessoas às quais presto minha homenagem:

Ao meu orientador Prof. Dr. Caio Glauco Sánchez, pela confiança e direção.

A todos os professores e colegas do departamento, que ajudaram de forma direta e indireta. Ao professor Daniel Camusso pelo auxílio na cinemática.

Ao colega Sr. Donizetti Ferreira e a empresa de navegação por ter ajudado na parte experimental do estudo. Ao colega Fillipe Germano da empresa AVL pelo pronto atendimento e fornecimento do software.

A Deus, que em todos os momentos da minha vida, ajudou-me para que eu nunca perdesse a coragem na superação dos desafios.

O presente trabalho foi realizado com apoio da Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior – Brasil (CAPES) - Código de Financiamento 001

Resumo

As pesquisas em motores diesel marítimos de grande porte de dois tempos é modesta em comparação com outros tipos de motores menores devido ao seu tamanho, custo e complexidade das instalações para teste de grandes motores. Há uma quantidade razoável de literatura fornecida pelos principais fabricantes, como MAN Diesel & Turbo (MDT), Wärtsilä e ABB. No entanto, esta literatura não fornece detalhes sobre as metodologias, e além disso, as condições específicas do estudo não são disponibilizadas nos trabalhos devido ao sigilo industrial. A construção de um protótipo virtual, *Digital Mock Up* (DMU) e sua simulação cinemática através do software CAD/CAE é um método alternativo para obter dados geométricos, curva de elevação da válvula de escape e outros parâmetros para a análise e modelagem da combustão que não estão disponíveis na literatura científica. Os componentes foram modelados em 3D utilizando os métodos e ferramentas de engenharia reversa. Para montagem, ajuste dos componentes e a simulação cinemática do DMU utilizamos um software CAD/CAE. A curva de pressão em função do ângulo do virabrequim foi medida com um aparelho indicador digital. Durante parte da viagem do navio com o motor operando em condições estáveis a 98 rpm foi medido a pressão dos cinco cilindros. O sensor de pressão piezoelétrico do indicador foi conectado temporariamente à câmara de combustão através dos rubinetes (válvulas) dos cilindros. Foi utilizada a média de 10 ciclos gravados com resolução do encoder de 0,5 grau. O desempenho do motor foi avaliado comparando-se os valores medidos com os dados obtidos no teste de fábrica do motor e prova de mar do navio. Embora o instrumento utilizado nos navios para medição da pressão ser digital, a taxa aparente de liberação de calor (AHR) não é utilizada como um indicador de desempenho, como uma ferramenta para o diagnóstico de falhas e regulagem dos motores. Neste estudo, um modelo zero-dimensional foi utilizado para determinar a AHR e complementar a análise do desempenho. Os dados geométricos necessários, não disponíveis na literatura, foram obtidos com a criação e simulação cinemática do protótipo virtual do motor (DMU). Os parâmetros métricos da combustão foram determinados com a curva da fração da massa de combustível queimado. A taxa de liberação de calor foi determinada através da primeira lei da termodinâmica, gases ideais. O conteúdo do cilindro é considerado uma mistura homogênea de gases sem variação do número de moles na fase fechada do ciclo, quando as janelas de admissão e a válvula de escape estão fechadas, utilizando um modelo termodinâmico zero dimensional

de uma única zona de combustão e calor específico constante. A taxa de compressão da DMU foi validada pela variação da curva de compressão modelada pelo software BOOST até corresponder à curva de pressão medida na fase de compressão do ciclo. O estudo demonstrou que essa metodologia pode ser aplicada e permitirá a pesquisa de equipamentos de grande porte. A análise da taxa de liberação de energia (AHR) além de ser um indicador de conversão de energia poderá auxiliar no diagnóstico de falhas do motor identificando o início, o ângulo onde ocorreu a queima de 50% da massa de combustível, o término da combustão e possíveis desvios da qualidade do combustível. Obteve-se, assim, o valor médio AHR de 66,6 MW no ângulo médio de 7,3° ATDC.

Palavras-chave: Combustão, Taxa de liberação de calor; Desempenho motor marítimo 2T, *Digital mock up*.

Abstract

Research in large marine two-stroke diesel engines is modest compared to other types of smaller engines due to their size, cost, and complexity of the facilities for large engines testing. There is a fair amount of literature provided by leading manufacturers such as MAN Diesel & Turbo (MDT), Wärtsilä, and ABB. However, this literature provides no details on the methodologies and specific conditions of the study are not available in the work due to industrial secrecy. The creation of a virtual prototype and its kinematic simulation using CAD/CAE software is an alternative method to obtain geometrical data, exhaust valve elevation curve, and other parameters for combustion analysis and modeling. The components were 3D-modeled using reverse engineering methods and tools. CAD/CAE software was used for DMU assembly, component adjustment, and kinematic simulation. The pressure curve as a function of the crankshaft angle was obtained with digital indicator. During part of a ship trip with the engine operating at 98 rpm under stable conditions, the pressure of five cylinders was measured. Its piezoelectric indicator pressure sensor has been temporarily connected to the combustion chamber through the cylinder valves. The average value of 10 cycles measured at each 0.5 degree crankshaft displacement was used. The engine performance analysis was done comparing measured data with data obtained in the factory test and sea test of the ship. While ships are equipped with digital instruments to measure the pressure, the apparent heat release (AHR) rate is not used as a performance indicator, as a tool for failure diagnosis and engine adjustment. In this study, a zero-dimensional model was used to determine the AHR and to complement the performance analysis of the marine engine. Required geometrical data, not available in the literature, were obtained with the creation and kinematic simulation of the Digital Mockup (DMU). Combustion metric parameters were determined with the mass fraction burned fuel curve. The apparent heat release (ARH) rate was determined using the first law of thermodynamics and the ideal gas law through 0D model. The cylinder content is considered to be a homogeneous mixture of gases, without varying the number of moles during the closed phase of the cycle. DMU compression ratio was validated by varying the compression curve modeled by BOOST software until matching the pressure curve measured in the compression phase of the cycle. The study demonstrated that this methodology can be applied and will allow to research large equipment. Heat release (AHR) rate analysis, in addition to being an indicator of energy conversion, could help in the diagnosis of engine

failures by identifying the start, the angle of 50% fuel mass burning, combustion end, and possible deviations of fuel quality. A mean AHR value of 66.6 MW was obtained at the mean ATDC angle of 7.3°.

Keywords: combustion; heat release rate; 2-stroke marine engine performance; digital mock up.

Lista de Siglas

ATDC	Após o ponto morto superior
BDC	Ponto morto inferior
BTDC	Antes do ponto morto superior
DMU	Protótipo virtual
EOC	Termino da combustão
EVC	Válvula de descarga fechada
EVO	Válvula de escape aberta
HFO	Óleo pesado (<i>bunker</i>)
IC	Ignição por compressão
IPC	Janela de admissão fechada
IPO	Janela de admissão aberta
MFB	Fração de massa queimada
p-V	Diagrama da pressão versus volume do cilindro
p- θ	Diagrama pressão versus ângulo do virabrequim
SOC	Início da combustão
SOI	Início da injeção de combustível
TDC	Ponto morto superior
ME	Motor com controle eletrônico (sem eixo de cames)
MC	Motor com controle mecânico (eixo de cames)

Lista de Símbolos

a	Raio do virabrequim	m
B	Diâmetro do cilindro	m
$\frac{dQ_{ch}}{dt}$	Taxa bruta de liberação de calor	J/s
$\frac{dQ_n}{dt}$	Taxa líquida de liberação de calor	J/s
$\frac{dQ_{AHR}}{d\theta}$	Taxa aparente de liberação de calor	J/θ
FPI	Índice da bomba injetora	mm
Q_{AHR}	Calor aparente liberado	J
$X_b(\theta)$	Fração de massa queimada	
IMEP	Pressão média indicada	bar
l	Comprimento da biela	m
L	Curso do pistão	m
MEP	Pressão média efetiva	bar
Pcomp	Pressão de compressão	bar
Pi	Potência indicada	Watt
Pmax	Pressão máxima de combustão	bar
rc	taxa de compressão	m
S	Distância do pistão ao centro do virabrequim	m
t_{coolin}	Temperatura de entrada no resfriador	°C
t_{in}	Temperatura de entrada	°C
t_{exhv}	Temperatura gás de escape	°C
P_{scav}	Pressão do ar de admissão	bar
Vc	Volume da câmara de combustão	m ³
Vd	Volume	m ³
w _i	Trabalho indicado	J
θ	Ângulo de deslocamento do virabrequim	grau
θ _{Inj}	Ângulo do início da injeção de combustível	grau
γ	Razão entre os calores específicos	

Sumário

1 INTRODUÇÃO	16
1.1 Objetivos	19
1.2 Planejamento do estudo	20
1.3 Contribuição	20
1.4 Estruturação dos capítulos	21
2 FUNDAMENTAMENTOS DO MOTOR PROPULSOR MARÍTIMO.....	22
2.1 Ciclo de operação do motor marítimo de baixa rotação e dois tempos.....	23
2.2 Prevenção da poluição por navios	25
2.3 Principais sistemas dos motores de dois tempos e baixa rotação	26
2.3.1 Sistema de alimentação de ar (<i>Scavenge Air System</i>)	27
2.3.2 Sistema de injeção de combustível	29
2.3.3 Sistema de acionamento da válvula de escape	31
2.4 Determinação do desempenho do motor marítimo.....	32
2.4.1 Instrumentos e pontos de medição	33
2.4.2 Medição da pressão do cilindro com indicador mecânico	34
2.4.3 Cálculo da potência efetiva (método do fabricante)	36
2.4.4 Avaliação dos registros operacionais	38
2.4.5 Medição da pressão do cilindro com indicador eletrônico.....	39
2.4.6 Parâmetros operacionais do motor de combustão interna	40
2.4.7 Taxa de liberação de calor	43
3 COLETA DOS DADOS EXPERIMENTAIS	45
3.1 Coleta dos dados experimentais	47
3.2 Medição dos componentes e elaboração dos desenhos.....	48
3.3 Verificação da abertura e fechamento das janelas de admissão de ar	49
3.4 Medição da pressão no cilindro com indicador eletrônico	50
3.4.1 Sincronização das curvas de pressão	50
3.4.2 Variância da pressão máxima	51
3.4.3 Verificação do faseamento da curva de pressão	52

4 PROTÓTIPO VIRTUAL DO MOTOR (DMU).....	53
4.1 Características do motor MAN & BW 5S60MC	53
4.2 Criação do protótipo virtual do motor.....	55
4.3 Modelagem dos componentes virtuais.....	55
4.4 Montagem do protótipo de um cilindro do motor	60
4.4.1 Sincronismo da bomba injetora de combustível no DMU.....	62
4.4.2 Sincronismo do eixo de comando da válvula de escape	62
4.5 Criação do mecanismo biela manivela do DMU	63
4.6 Validação da montagem do DMU	64
4.7 Determinação do volume da câmara de combustão (V_c)	66
4.8 Simulação cinemática do DMU	67
4.9 Construção do diagrama do ciclo do motor	68
4.10 Validação do volume da câmara ângulo de abertura da válvula de escape	69
5 MÉTODO PARA DETERMINAÇÃO do DESEMPENHO	72
5.1 Parâmetros geométricos do motor	72
5.2 Determinação do volume instantâneo do cilindro $V(\theta)$	73
5.3 Construção dos Diagramas Indicadores	74
5.4 Início da injeção de combustível - diagrama $dp/d\theta$	75
5.5 Parâmetros de desempenho	76
6 MÉTODO DE CARACTERIZAÇÃO DO PROCESSO DE COMBUSTÃO.....	77
6.1 Processo de combustão no motor IC	77
6.2 Modelo para determinar a taxa de liberação de calor	81
6.3 Método de determinação da taxa aparente de liberação de calor ($\frac{dQ_{AHR}}{d\theta}$)	83
6.3.1 Razão entre os calores específicos (γ)	84
6.4 Caracterização da fração de massa queimada	85
6.5 Caracterização do processo de combustão – métrica	85
7 RESULTADOS E DISCUSSÃO	87
7.1 Desempenho	87
7.2 Análise do desempenho	88
7.3 Taxa de liberação de calor ($\frac{dQ_{AHR}(\theta)}{d\theta}$) e Fração de massa queimada ($X_b(\theta)$) .	89
7.4 Análise da Combustão	92
7.5 Análise da combustão com o software BOOST (AVL)	92
8 CONCLUSÕES E SUGESTÕES	95

8.1 Sugestão para trabalho futuro	96
9 REFERÊNCIAS	97
10 ANEXO 1 - Análise da combustão com software BOOST	104

1 INTRODUÇÃO

A maior parte do comércio mundial é realizada por navios. A tecnologia de propulsão padrão para grandes embarcações comerciais é o motor diesel marítimo de dois tempos e de baixa velocidade (ANDERSEN, 2015). O motor propulsor marítimo de dois tempos possui uma eficiência térmica superior a 50%, apesar do fato de que o combustível comumente utilizado, o óleo combustível pesado (HFO), ser de baixa qualidade, mas a eficiência é significativamente maior do que em outros motores e turbinas. Esta alta eficiência térmica é obtida por causa do grande diâmetro do cilindro, curso longo, excesso de ar e baixa rotação. Esses fatores contribuem para a redução de perdas e a realização de um ciclo que é termodinamicamente próximo do ideal (HEYWOOD; SHER, 1999).

Cada vez mais restritivas, as leis de emissão nos últimos anos exigem que os navios novos e usados reduzam os limites de emissão de seus motores. Houve recentes alterações da legislação internacional com a introdução do índice de eficiência energética do projeto EEDI (*Energy Efficiency Design Index*), bem como o plano de gestão de eficiência energética SEEMP (*Ship Energy Efficiency Management Plan*), que se baseia na criação do indicador operacional de eficiência energética EEOI (*Energy Efficiency Operational Indicator*) de cada navio (IMO, 2012a; IMO, 2012b). O Indicador tem como foco a redução das emissões de CO₂ e do consumo de combustível durante toda a vida útil do navio. A SEEMP estimula o armador a tentar otimizar o desempenho do navio através de novas tecnologias e práticas operacionais.

A avaliação eficiente do desempenho do motor é crucial para se obter o melhor ajuste da combustão, para reduzir o consumo de combustível e as emissões gasosas durante a vida útil do navio. Os navios construídos recentemente possuem sistemas de monitoramento que medem continuamente a pressão do cilindro do motor e efetuam os ajustes necessários para alcançar a mais alta eficiência (THEOTOKATOS; TZELEPIS, 2015). Por outro lado, os navios novos e antigos que possuem aparelhos indicadores eletrônicos utilizam somente a pressão de compressão, de combustão e a potência indicada como indicador de desempenho. A taxa aparente de liberação de calor não é utilizada nestes navios como um indicador de desempenho e eficiência.

O principal método de diagnóstico utilizado para análise da combustão é por meio da medição da pressão do cilindro em função do ângulo do virabrequim (GATOWSKI *et al.*, 1984). A curva de pressão do cilindro contém muita informação. É influenciada pela mudança

de volume, transferência de calor e pela combustão. A modelagem desses processos nos permite extrair informações importantes da pressão no cilindro e conhecer quando e como a combustão ocorre no cilindro (HEYWOOD; SHER, 1999). O uso da curva de pressão para modelar o perfil da combustão é chamado de análise da liberação de calor. A análise é realizada por meio da primeira lei da termodinâmica para o conteúdo do cilindro, e os modelos de zona única são comumente usados (ERIKSSON; NIELSEN, 2014). A ideia básica é estudar a elevação da pressão deduzindo os efeitos conhecidos, como mudança de volume, transferência de calor e fluxos de gás (como os fluxos pelas fendas e pelos anéis do pistão) deixando a combustão como o efeito remanescente que produzirá o aumento da pressão.

A pesquisa em motores diesel marítimos de grande porte de dois tempos é modesta em comparação com outros tipos de motores menores encontrados na indústria automotiva e de caminhões e unidades de geração de energia. Isso ocorre devido ao tamanho, custo e complexidade envolvidos com instalações de teste e operação de grandes motores (ANDERSEN, 2015). Há uma quantidade razoável de literatura fornecida pelos principais fabricantes industriais, como MAN Diesel & Turbo (MDT), Wärtsilä e ABB. No entanto, esta literatura geralmente se concentra em descrever os resultados da pesquisa realizada e, em muitos casos, não fornece muitos detalhes sobre as metodologias e condições específicas do estudo. Isso é compreensível considerando os interesses comerciais. Portanto, para alcançar uma compreensão mais profunda destes motores, ainda há necessidade de gerar documentação científica sobre otimização de projeto e das tecnologias relevantes, mesmo que algumas pesquisas já tenham sido realizadas pelas empresas líderes do mercado (LARSEN, 2014).

Os fabricantes de motores em todo o mundo têm conseguido desenvolver motores diesel com alta eficiência térmica e potência específica, dentro dos limites das normas de emissões impostas. Avanços significativos para o desenvolvimento de motores diesel menos poluentes foram feitos, ao longo dos últimos anos, seguindo várias técnicas relacionadas com o motor, como por exemplo, o uso de sistemas de common-rail, estratégias de controle de injeção de combustível, recirculação dos gases de escape, pós-tratamento do gás de escape (WOODYARD, 2004).

Ferramentas de simulação com grau variável de complexidade têm sido usadas para investigar o desempenho do motor em regime constante e transitório. Os modelos mais utilizados são o *Mean Value Engine Model* (MVEM) e o modelo *Zero-Dimensional* (0D). O primeiro é de compilação rápida e necessita menor quantidade de dados de entrada, mas exige uma configuração adequada para obter resultados com precisão suficiente. O último é mais

complexo, exige maior quantidade de dados de entrada e tempo de execução, mas representa com maior precisão o ciclo de trabalho e prevê maior variação dos parâmetros internos do cilindro (GUAN; THEOTOKATOS; CHEN, 2015).

Segundo SCAPPIN et al. (2012), modelos zero-dimensionais são ferramentas eficazes para fornecer estimativas razoáveis de emissões de NO_x e de desempenho do motor com baixo esforço computacional. No entanto, para a criação e validação dos modelos são necessários dados experimentais (curva de pressão, dados geométricos do motor e da taxa de liberação de calor) que não estão acessíveis para todos os pesquisadores. Para o modelo de motor marítimo de dois tempos e baixa rotação tipo 12K98 ME, estudado por LARSEN et al. (2015), as curvas de pressão e a taxa de liberação de calor obtidas experimentalmente para calibrar o modelo foram fornecidas pelo fabricante. Em seu estudo, o tempo de abertura da válvula de escape foi ajustado para corresponder às saídas de potência. Isso foi necessário porque a válvula foi modelada abrindo-se instantaneamente para simplificação do modelo. LIU et al. (2016), estudaram o potencial do motor marítimo de dois tempos e baixa velocidade para operar com o ciclo de Miller. Ele inclui alta taxa de compressão, para melhorar a relação entre a emissão de NO_x e o consumo específico indicado-ISFC, acoplada a um sistema de recirculação de gases EGR (*Exhaust gas recirculation*) e WEF (*water emulsified fuel*). Foram utilizados os resultados das simulações de um modelo 1D, variando o tempo de abertura e fechamento da válvula de escape, para fornecer as condições iniciais para o modelo multidimensional 3D CFD (*Computational fluid dynamics*).

A Comunidade Europeia criou o projeto *7th Framework Programmer* para reduzir especificamente o impacto ambiental global causado pelos navios existentes por meio da adição de componentes com novas tecnologias (NETHERLANDS MARITIME TECHNOLOGY FOUNDATION, 2015). Um dos objetivos do projeto foi o desenvolvimento de métodos e ferramentas para extrair dados geométricos através da aplicação da engenharia reversa para os navios existentes que não possuíam arquivos CAD ou desenhos necessários para execução do projeto de modernização de seus equipamentos (*retrofit*).

A engenharia reversa desempenha um papel vital no projeto mecânico e da indústria de manufatura. Essa técnica tem sido amplamente reconhecida como uma técnica importante no ciclo de criação do produto (KUMAR; JAIN; PATHAK, 2013). Um dos aspectos mais demorados da criação de modelos virtuais 3D é a geração de modelos geométricos de objetos, em particular se o modelo virtual for derivado (digitalizado) de uma versão física do objeto. O processo de engenharia reversa é aplicado na manutenção e no desenvolvimento do produto em

várias áreas, envolve medir um objeto e depois reconstruí-lo como um modelo 3D. O objeto físico pode ser medido usando várias tecnologias como scanners a laser, digitalizadores de luz estruturados, fotogrametria digital ou tomografia computadorizada. O método de medição usado depende das condições do local tais como acessibilidade, espaço e luz (ANWER; MATHIEU, 2016; GAMEROS et al., 2015; RAMNATH et al., 2016).

Para ser mais eficiente com o projeto e o desenvolvimento de novos produtos, não é suficiente ter os aplicativos de software de engenharia adequados. É mais uma questão de como essas ferramentas estão integradas no ambiente e como são estruturadas para o uso simultâneo de todas as áreas envolvidas (BORSATO; PERUZZINI, 2015). O Digital *MOCK-UP* (DMU) serve como instrumento central de validação do projeto (RIASCOS et al, 2015). Mais do que nunca, há uma forte demanda por execução contínua de projetos em várias disciplinas tanto na indústria automotiva como na indústria naval por meio da criação de um protótipo virtual (HIEKATA; GRAU, 2015; PAWAR; JOSHI; SARAF, 2017; SINGH et al, 2015). O estaleiro Winterthur Gás & Diesel utiliza várias aplicações de ferramentas digitais de engenharia (CAD/CAE) para o desenvolvimento do projeto virtual do motor. Após a montagem virtual são elaborados os processos de fabricação e simulação do motor marítimo de dois tempos (BRUECKL, 2016).

1.1 Objetivos

Para contornar as limitações apresentadas acima, esse estudo tem como objetivos:

O objetivo geral: determinação do desempenho e a caracterização do processo de combustão do motor de ignição por compressão de dois tempos e de baixa rotação

Objetivos específicos:

- 1- Coletar dados de um motor para construir o seu protótipo virtual (DMU);
- 2- Efetuar a simulação cinemática (DMU);
- 3- Determinar o desempenho do motor através da pressão média indicada;
- 4- Determinar a taxa aparente de liberação de calor através da curva de pressão do cilindro;
- 5- Determinar a fração da massa de combustível queimado;
- 6- Investigar se a taxa aparente de liberação de calor pode ser utilizada como um indicador de desempenho durante o ciclo de vida do motor.

1.2 Planejamento do estudo

O fluxograma apresentado na Fig. 1.1 apresenta de forma simplificada o roteiro das fases do estudo: coleta de dados, criação do protótipo digital, determinação do desempenho e caracterização do processo de combustão.

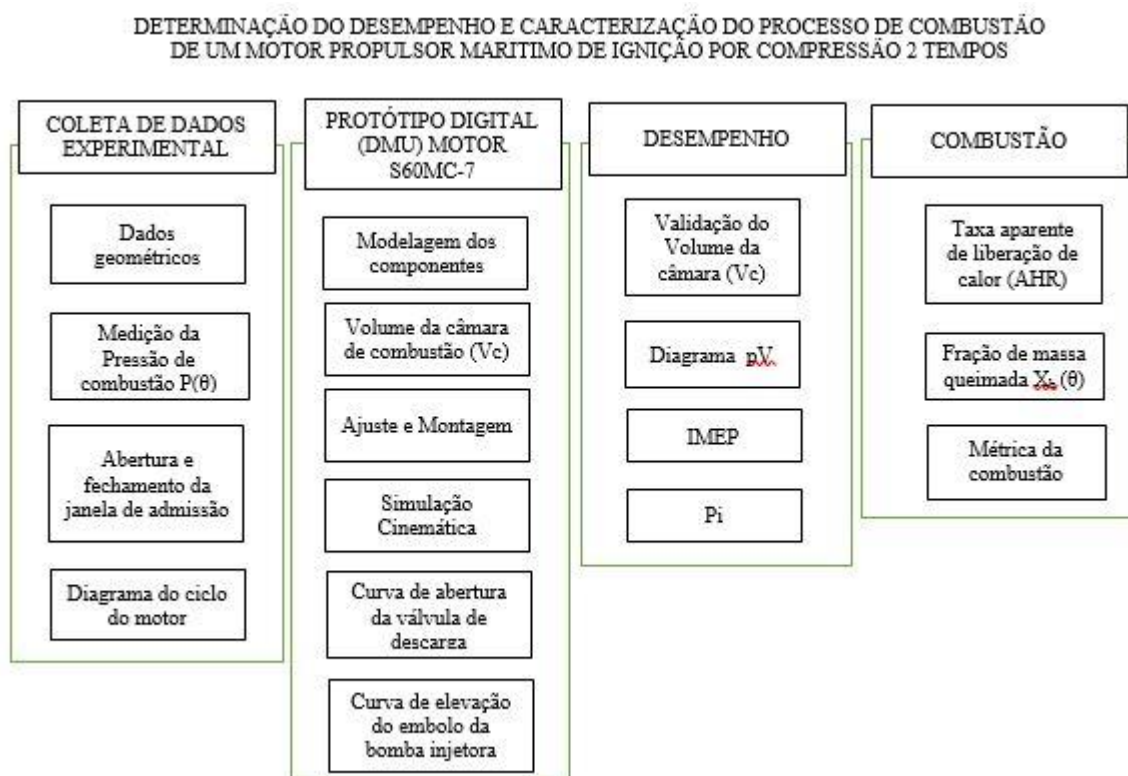


Figura 1.1- Fluxograma: protótipo digital, medição da pressão de combustão, determinação do desempenho, da taxa aparente de liberação de calor, fração de massa queimada.

1.3 Contribuição

A metodologia utilizada para obter os dados geométricos do motor não disponíveis na literatura, por meio de um protótipo digital (inédita para esta aplicação), irá permitir o estudo de equipamentos de grande porte quando não se tem acesso ou não se dispõe de um protótipo físico. O uso da taxa aparente de liberação de calor irá melhorar o diagnóstico de falhas e possibilitar a regulagem do motor visando não somente o desempenho, mas também a redução das emissões atmosféricas.

1.4 Estruturação dos capítulos

Esta tese está estruturada em 8 capítulos.

No capítulo 1 é apresentada a contextualização do problema, as ações efetuadas pelos fabricantes e organismos internacionais, para a redução das emissões provocadas pelo motor propulsor marítimo, proposta, planejamento e contribuição do estudo.

No capítulo 2 apresenta-se os fundamentos do motor propulsor marítimo, seu desenvolvimento tecnológico, descrição dos principais sistemas, dados para a montagem e ajuste do DMU a fim de facilitar o entendimento dos capítulos posteriores.

No capítulo 3 apresenta-se a coleta dos dados experimentais, verificação da abertura e fechamento das janelas de admissão de ar e medição da pressão do cilindro.

No capítulo 4 são apresentados o procedimento para criação do protótipo virtual do motor MAN & BW 5S60MC, parâmetros geométricos, modelagem dos componentes, montagem, ajustes, criação do mecanismo, volume da câmara de combustão, simulação cinemática, construção do diagrama do ciclo motor e validação do DMU.

No capítulo 5 apresenta-se a formulação numérica para determinação do desempenho e construção dos diagramas indicadores.

No capítulo 6 são apresentados o processo e os modelos numéricos para caracterização da combustão.

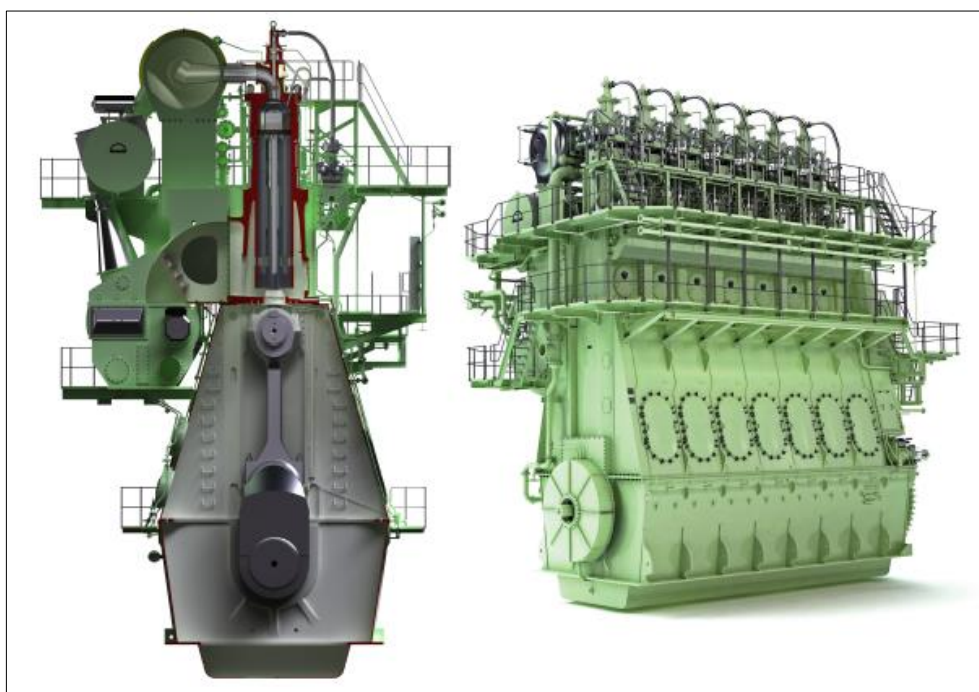
No capítulo 7 são apresentados os resultados e discussão e, no Cap. 8, as conclusões.

No capítulo 8 são apresentadas as conclusões e sugestão para trabalhos futuros p

2 FUNDAMENTOS DO MOTOR PROPULSOR MARÍTIMO

O pioneiro projetista e construtor dinamarquês de motor de baixa rotação, dois tempos com cruzeta, foi a Burmeister & Wain (B&W) que após 1945 focou nos modelos com sistema de lavagem simples de alta pressão, superalimentados com válvula de escape no centro do cabeçote. O sistema fluxo único de ar de alimentação (uniflow) força a efetiva remoção dos gases de escape do cilindro em um movimento progressivo, com baixa resistência para o coletor de escape, através de uma grande válvula de escape WOODYARD, 2004.

Os motores de baixa rotação, dois tempos marítimos, são os tipos mais eficientes do mundo atualmente e são usados principalmente como motores propulsores marítimos e são acoplados diretamente no eixo do hélice. Os motores de dois tempos fabricados pela MAN B & W possuem diâmetro dos cilindros de 300 a 950 mm, com potência total de 1.560 kW a 82.440 kW e altura varia de 5.912 a 16.156 mm. Atualmente produz motores comandadas por eixo de cames (MC) e comandados eletronicamente (ME), operando com dois combustíveis diesel e de gás. A Fig. 2.1 mostra a vista em corte e perspectiva do motor propulsor marítimo de ignição por compressão (IC), dois tempos e baixa rotação.

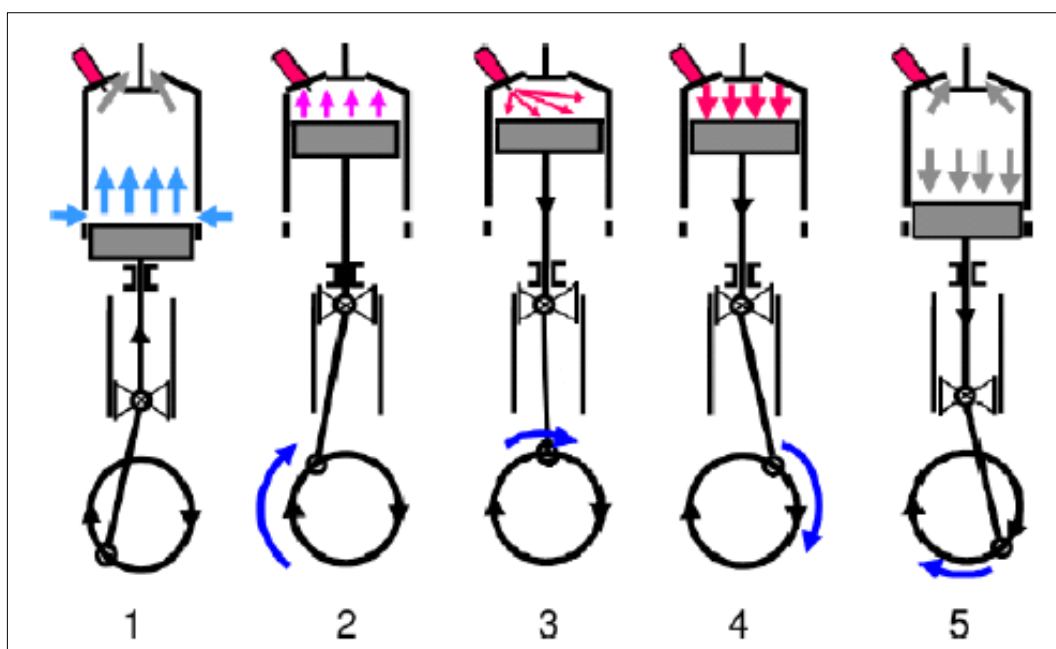


Fonte: ANDERSEN (2015).

Figura 2.1 Vista de corte e perspectiva do motor propulsor marítimo de dois tempos MAN BW G90ME (curso ultra longo).

2.1 Ciclo de operação do motor marítimo.

A principal diferença entre o motor de dois e quatro tempos é que no motor de dois tempos o ciclo completo é efetuado em 360 graus e, no de quatro tempos, em 720 graus. A descarga do gás queimado e a entrada do ar novo chamado de processo de lavagem ocorre simultaneamente. Consequentemente, esse processo é um dos fatores que mais influenciam a eficiência e o desempenho dos motores dois tempos. A Fig. 2.2 mostra os 5 processos que ocorrem durante um ciclo do motor:



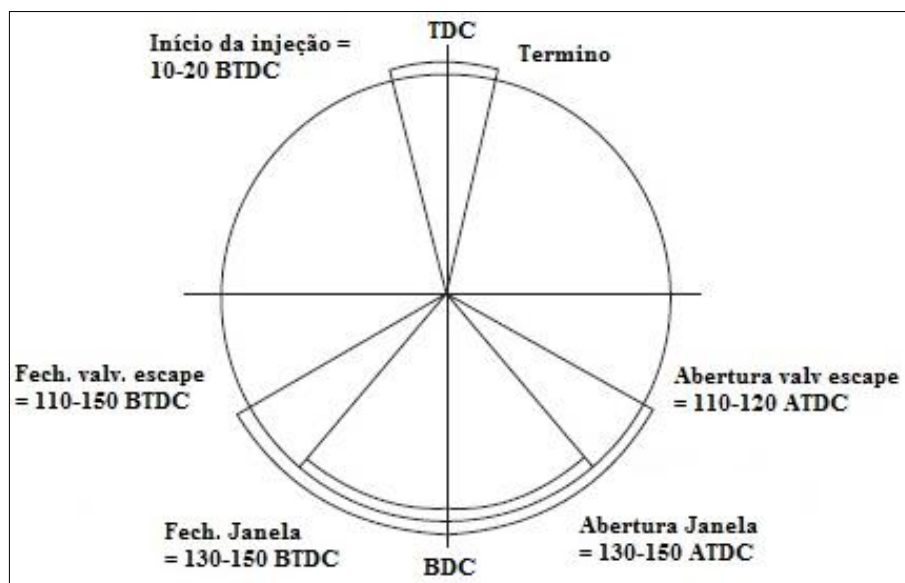
Fonte: ANDERSEN (2015).

Figura 2.2 Processos do ciclo do motor de dois tempos de fluxo único (*uniflow scavenged*).

1. O pistão está próximo do ponto morto inferior (BDC). As janelas para admissão de ar são usinadas na parte inferior do cilindro. Quando as janelas de admissão estão abertas, o ar de alimentação indicado na figura com setas de cor azul entra dentro do cilindro. O cilindro está com o gás queimado do processo de combustão anterior. O ar de admissão entra e desloca o gás de descarga para fora através da válvula de escape e ocupa o cilindro.

2. Na compressão onde as janelas de admissão estão fechadas pelo pistão e a válvula de escape está fechada. O deslocamento do pistão irá aumentar a pressão e a temperatura do gás no interior do cilindro.
3. O combustível (diesel ou HFO) é injetado na câmara de combustão quando o pistão se aproxima do ponto morto superior (TDC). Nos motores MAN Diesel & Turbo o combustível é injetado através de dois ou três atomizadores localizados no cabeçote. O combustível é injetado no mesmo sentido e direção do ar em movimento de vórtice pois acredita-se permitir uma melhor mistura entre o ar e o combustível.
4. A combustão transforma a energia química do combustível em calor, fornecendo aos gases alta temperatura e a pressão. A pressão exercida sobre o pistão o desloca para baixo. Este é o curso de trabalho onde a força atuando no pistão é convertida em trabalho mecânico com a rotação do virabrequim.
5. Antes da janela de admissão ser descoberta próximo ao ponto morto inferior (BDC) a válvula de descarga é aberta e as pressões de admissão e descarga são equilibradas. Isto é essencial no ciclo de remoção dos gases queimados do cilindro para evitar retorno de gases para o coletor de admissão de ar. O fluxo de gás dentro do cilindro é induzido pela diferença de pressão entre o coletor de escape e o coletor de admissão. Se a pressão de ar no coletor de admissão for maior que a do coletor de escape irá evita-se a presença de gás de escape no interior do cilindro, propiciando um bom enchimento do cilindro com pouca quantidade de gás residual da combustão.

A Fig. 2.3 mostra o diagrama genérico indicando os 5 processos durante um ciclo motor. O ângulo onde se inicia e termina cada processo será obtido após a simulação cinemática do protótipo virtual do motor.

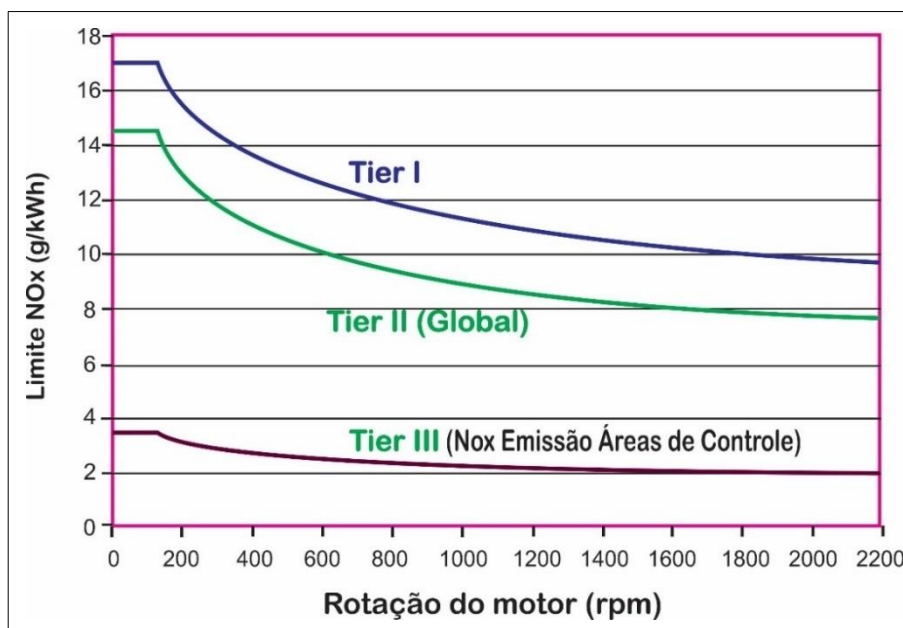


Fonte: Adaptado de WOODYARD (2004)

Figura 2.3- Diagrama típico do ciclo motor propulsor de dois tempos.

2.2 Prevenção da poluição por navios

O motor de combustão interna usa ar e combustível, frequentemente baseado em hidrocarbonetos, para produzir potência e emissões (ERIKSSON; NIELSEN, 2014). A International Maritime Organization (IMO) é uma agência das Nações Unidas que foi criada para promover a segurança marítima. Foi formalmente estabelecida pela conferência internacional em Gênova em 1948 e iniciou suas atividades com a convenção IMO de 1958. Em 1973 a IMO adotou “International Convention on The Prevention of Pollution from Ships”, conhecido como MARPOL. A última atualização incluiu o anexo VI: “*Regulations for the Prevention of Air Pollution from Ships*” (IMO, 2009). O MARPOL anexo VI descreve os limites de emissão do óxido de nitrogênio (NO_x) e do óxido de enxofre (SO_x). A redução foi estabelecida em três estágios: Tier I (2000), Tier II (2011) e Tier III (2016). Os limites de emissões estão mostrados na Fig. 2.4.



Fonte: IMO (2009).

Figura 2.4 – Limites de emissão NOx.

A regulamentação da etapa Tier II entrou em vigor em 1 de janeiro de 2011 e estabeleceu uma redução de 20% do NO_x em relação ao Tier I. A terceira etapa Tier III entrou em vigor em 2016 e estabelece a redução de 80% do NO_x em relação ao Tier I.

O lançamento do motor controlado eletronicamente (ME) em 2003 pela MAN&BW permitiu o controle da injeção de combustível e o tempo de acionamento da válvula de escape. Este controle permitiu otimizar o processo de combustão, redução do consumo de combustível e atender a nova regulamentação da MARPOL. Com o controle eletrônico, a válvula de escape e o sistema de injeção hidráulicamente acionado, há a possibilidade de controlar o processo de combustão variando a pressão de compressão e a taxa de injeção de combustível. Isto permitiu atrasar o tempo de fechamento da válvula de escape e a operação do motor com marcha reduzida. O motor ME determina o tempo de fechamento da válvula de escape controlando a razão entre a pressão de compressão e a pressão do ar de alimentação (ANDERSEN, 2015).

2.3 Principais sistemas dos motores de dois tempos e baixa rotação

Como este tipo de motor não é comum na literatura, será apresentada a descrição dos principais sistemas: injeção de combustível, acionamento da válvula de escape, alimentação de

ar e medição da pressão de combustão. Este conhecimento será necessário para se efetuar a montagem e o ajuste dos componentes do protótipo virtual do motor no próximo capítulo.

2.3.1 Sistema de alimentação de ar

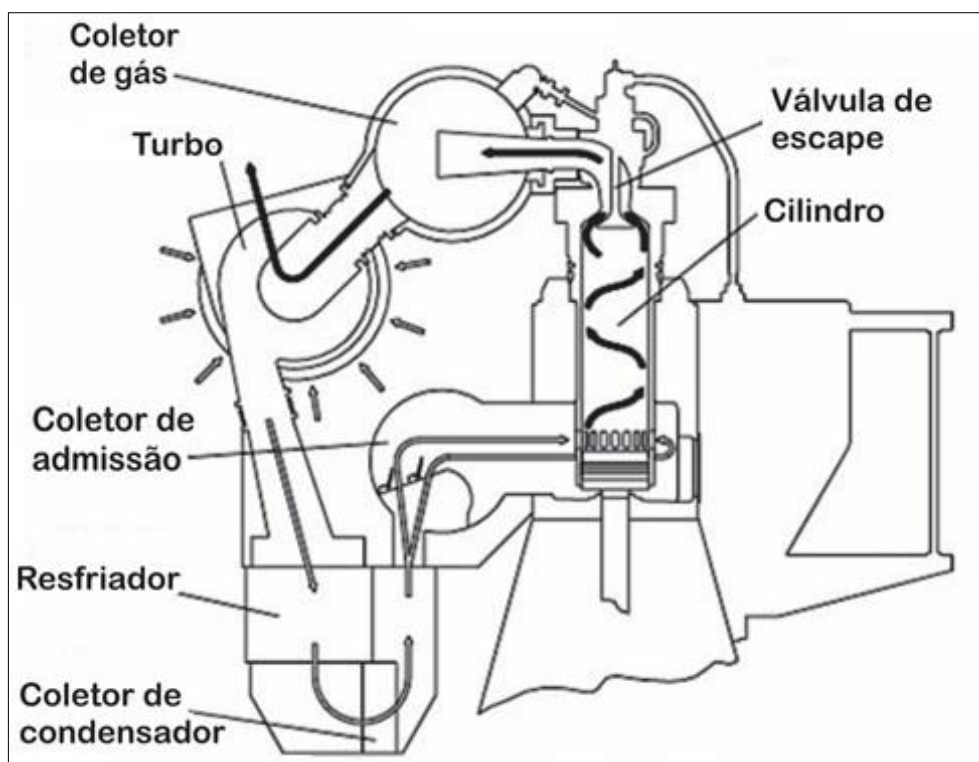
O processo de lavagem (*scavenging*) do cilindro no motor de dois tempos é responsável pela remoção dos gases da combustão e admissão do ar no cilindro para próxima compressão e combustão. Este processo é efetuado com o aumento da pressão do ar admitido através de sopradores e turbinas (HEYWOOD; SHER, 1999). Desta forma, este processo é responsável na determinação das condições iniciais da combustão que indiretamente afeta o desempenho, consumo específico de combustível e a emissão de gases tóxicos.

Em comparação com os motores de quatro tempos, a pressurização do ar de alimentação em motores de dois tempos é mais complexa, porque até um determinado nível de velocidade e potência, o turbo não é autossustentável. Em baixas cargas do motor, a energia nos gases de escape é insuficiente para acionar a turbina com a velocidade adequada para gerar o fluxo de massa de ar adequado para o processo de combustão. Uma solução encontrada foi instalar sopradores auxiliares movidos por motores elétricos, funcionando em paralelo com a turbina. Atualmente o sistema de alimentação de ar de motores de baixa rotação operam com pressão constante. Para a operação com pressão constante, todos os gases de escape dos cilindros vão para um tubo coletor comum de grande dimensão, que tende a amortecer a pulsação dos gases e manter uma pressão “quase constante”.

O motor possui dois ou mais sopradores auxiliares, instalados entre o resfriador de ar e o coletor de admissão e um ou dois turbos compressores instalados nas extremidades do coletor de escapamento. Válvulas ante retorno são automaticamente acionadas quando os sopradores são ligados. Os sopradores iniciam sua operação antes da partida do motor e garantem o completo enchimento dos cilindros com ar puro. Durante a operação do motor os sopradores auxiliares são acionados automaticamente sempre que a carga for reduzida em torno de 30% e continuam operando até a carga atingir aproximadamente de 40 a 50%.

O fluxo de admissão de ar e a descarga dos gases do motor MAN B&W é mostrado na Fig. 2.5. O ar ambiente entra no compressor da turbina onde é pressurizado. O ar então passa por um difusor para o trocador de calor onde é resfriado até uma determinada temperatura. O

ar é desumidificado pelo coletor de condensado antes de entrar no coletor de admissão de ar. O coletor de ar é grande para atuar como um acumulador, antes do ar ser direcionado para a caixa de ar. Cada cilindro do motor possui sua caixa para fornecer o ar para as janelas das camisas dos cilindros. As janelas possuem ângulos para direcionar o ar e fazer uma turbulência no interior do cilindro. O ar admitido para um novo ciclo força os gases da combustão a saírem do cilindro através da válvula de escape para o coletor de descarga. O coletor de descarga é grande comparado com os dutos que se conectam aos cabeçotes do motor, reduzindo significativamente a velocidade devido à grande variação no volume, enquanto a pressão é elevada para acionar o turbo.



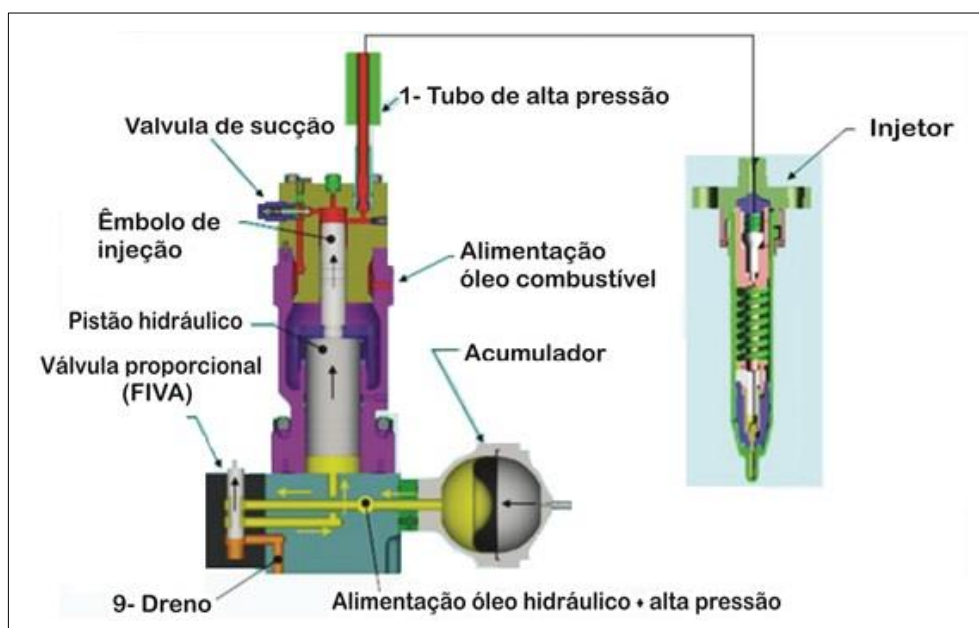
Fonte: Adaptado de MAN Diesel (2009b).

Figura 2.5- Sistema de alimentação e descarga fluxo único.

É essencial a remoção dos gases da combustão do ciclo anterior do cilindro antes da admissão do ar do próximo ciclo. Nos motores turboalimentados, a lavagem necessária é obtida através da diferença de pressão entre o coletor de admissão e o coletor de descarga. SIGURDSSON (2011), modelou o sistema de alimentação de um motor diesel de dois tempos marítimo, utilizando o software STAR-CD, e obteve uma eficiência de 98,3% no sistema de lavagem.

2.3.2 Sistema de injeção de combustível

A bomba injetora do sistema mecânico é alternativa com um êmbolo, acionado por um came, que comprime o óleo combustível até o injetor. Utiliza dois sulcos helicoidais fresados no êmbolo para controlar o final da injeção, descobrindo um orifício e provocando a queda brusca da pressão, fazendo com que a agulha do injetor retorne e feche a passagem de óleo. O sistema de injeção do motor ME, diferente do MC, pode otimizar a injeção de combustível de acordo com as condições de carga do motor. A figura 2.6 mostra o sistema de injeção de combustível do motor ME. Cada cilindro possui sua bomba injetora alimentada pelo sistema de óleo de serviço. O acumulador de óleo de serviço garante o deslocamento do êmbolo da bomba, de acordo com as necessidades do sistema de injeção e evita a alta oscilação da pressão, gerada pela tubulação do sistema de óleo de serviço. O movimento do pistão da bomba é controlado por uma válvula de ação rápida de controle proporcional (FIVA), que é acionada por um atuador elétrico linear que recebe o sinal da unidade de controle do cilindro MAN DIESEL (2003).

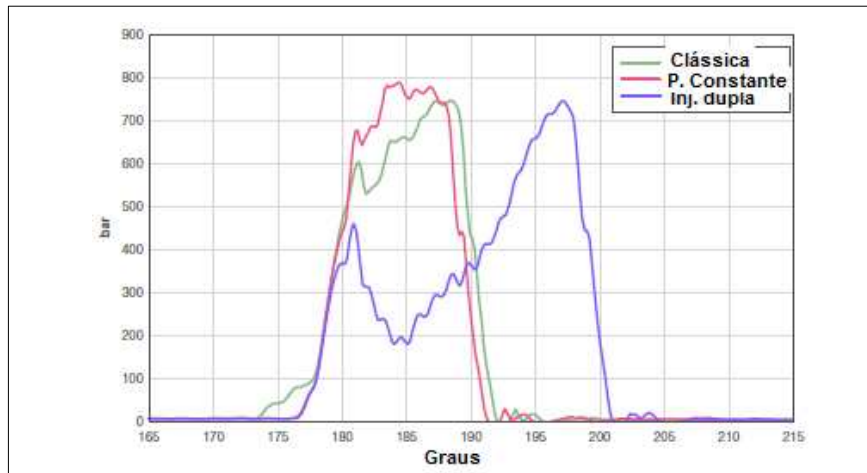


Fonte: adaptado de MAN DIESEL (2003)

Figura 2.6 - Sistema de injeção de combustível do motor ME

O sistema de injeção de combustível para os motores ME pode executar qualquer padrão de injeção de acordo com as necessidades do motor. Podendo executar uma injeção simples ou dupla, bem como uma pré-injeção com elevado grau de liberdade, para modular a injeção, em

termos de taxa de injeção, tempo, duração e pressão. A figura 2.7 mostra a curva de pressão gerada pelo sistema de injeção do motor ME comparada com o motor MC.



Fonte: adaptado de MAN Diesel (2003)

Figura 2.7 - Curva da pressão de injeção de combustível do motor ME versus MC

Segundo AABO (2003), para um motor de baixa rotação operando a 103,4 rpm, com um combustível de boa qualidade, o período de injeção é de $\sim 0,022$ s e o atraso para a ignição é de $\sim 0,020$ s. Os problemas físicos geram atrasos dez vezes maiores que os problemas químicos. A Fig. 2.8 mostra a curva de pressão indicando o período de injeção de combustível “A” de ~ 22 graus ($\sim 0,035$ s) e o atraso máximo para o início da combustão “B” de $\sim 12,40$ graus ($\sim 0,020$ s).



Fonte: adaptado de AABO (2007)

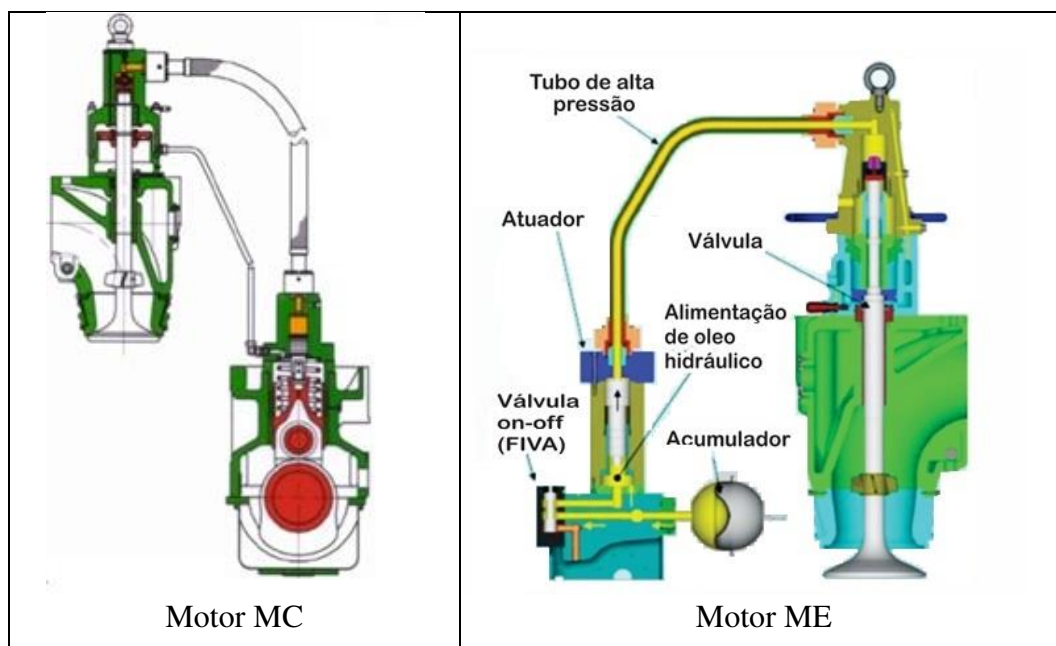
Figura 2.8- Período de injeção de combustível e o atraso máximo .

2.3.3 Sistema de acionamento da válvula de escape

Cada cilindro é equipado com uma válvula de escape montada no centro do cabeçote. A carcaça da válvula é refrigerada pela água que refrigera o cabeçote. No topo da haste da válvula são montados dois pistões, um de acionamento hidráulico para abertura e outro acionado por ar comprimido para fechamento da válvula. A válvula de escape é acionada pelo mesmo sistema de óleo de serviço do sistema de injeção de combustível, que utiliza óleo lubrificante como o fluido de operação. O funcionamento da válvula de escape é menos complexo do que a injeção de combustível, uma válvula de controle de ação rápida (*"on/off"*) controla o momento de abertura e fechamento.

O atuador do sistema da válvula de escape é um projeto simples, de dupla ação. O pistão do atuador na primeira fase é equipado com um colar de amortecimento em ambas as direções de movimento. O segundo estágio do atuador de pistão não tem amortecimento próprio e está em contato direto com óleo e o pistão que transforma a pressão hidráulica do óleo em força na haste de acionamento. O pistão atuador possui um colar amortecedor, que se torna ativo no final da abertura, quando o movimento da válvula de escape irá ser interrompido pela "mola de ar".

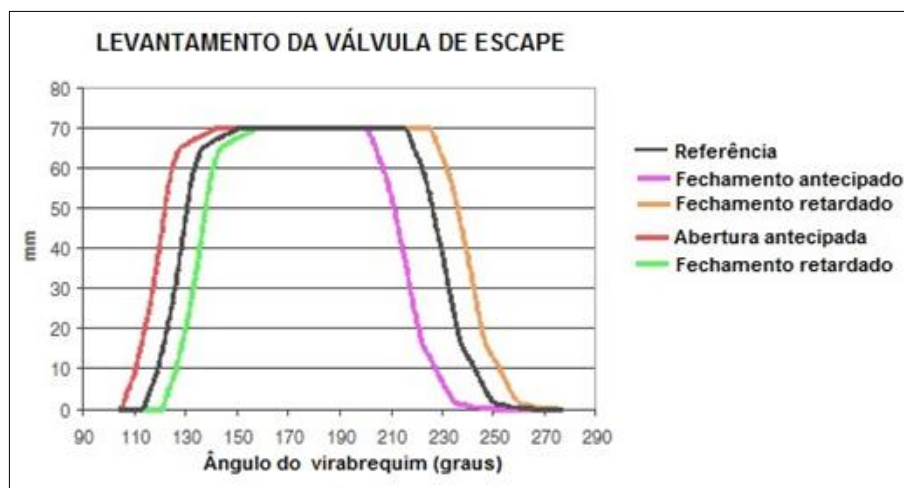
A Fig. 2.9 apresenta o sistema de acionamento de válvula controlado mecanicamente pelo eixo de cames aplicado no motor MC e o sistema controlado eletronicamente aplicado no motor ME.



Fonte: adaptado de MAN Diesel (2003).

Figura 2.9 Sistema de acionamento da válvula de escape do motor MC e do motor ME.

A Fig. 2.10 mostra vários perfis de abertura e fechamento da válvula de escape do motor ME. Além de alterar o início da abertura, o sistema de controle pode retardar ou antecipar o fechamento da válvula em função da carga do motor.



Fonte: Adaptado de MAN DIESEL (2003)

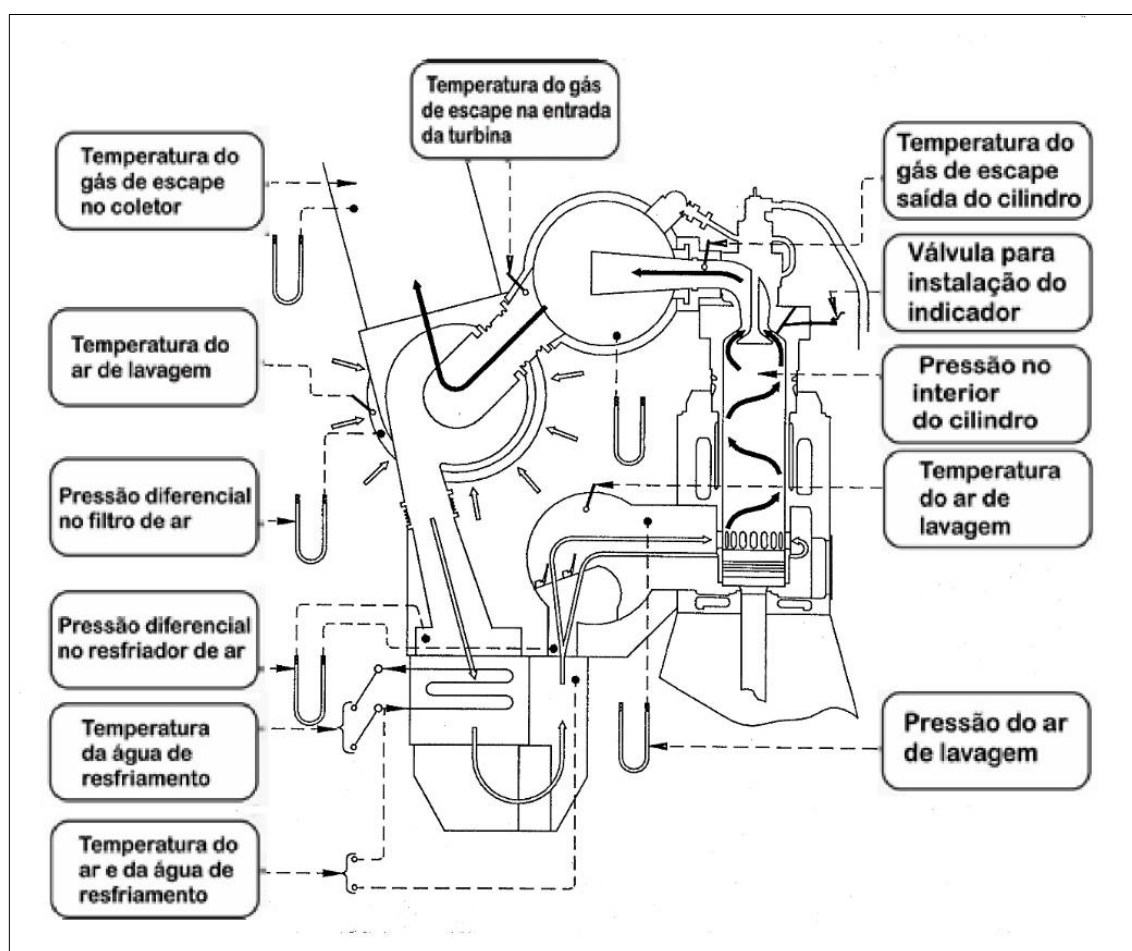
Figura 2.10 – Variação no tempo de abertura e fechamento da válvula de escape.

2.4 Determinação do desempenho do motor marítimo de 2 tempos e baixa rotação

Durante a operação do motor, alguns parâmetros básicos relativos à operação e desempenho do motor necessitam ser verificados e analisados a intervalos regulares. Os principais parâmetros operacionais relativos à segurança são: temperaturas e pressões do óleo lubrificante e da água de refrigeração. Para assegurar o desempenho geral do motor, os parâmetros relativos às condições de combustão auxiliarão na descoberta e prevenção de distúrbios operacionais na sua fase inicial. Os principais parâmetros neste aspecto são: rotação do motor, calado do navio (altura da borda livre em relação ao mar), pressão média indicada, pressão de compressão, pressão máxima, índice das bombas injetoras, temperatura de gás de escape, pressão de ar de lavagem e rotação do turbo alimentador (MAN DIESEL, 2010a). Para ser possível julgar as condições operacionais do motor é importante que mudanças nos dados operacionais estejam continuamente supervisionadas e analisadas pela comparação com os valores obtidos no teste de bancada e prova de mar do navio.

2.4.1 Instrumentos e pontos de medição

Os instrumentos de medição, termômetros, manômetros e colunas d'água em U são instalados permanentemente no motor pelo fabricante do motor para o registro e controle das condições operacionais durante a vida do motor. A Fig. 2.11 mostra os pontos no motor onde são efetuadas as medições e as variáveis que podem ser medidas para a avaliação do desempenho .



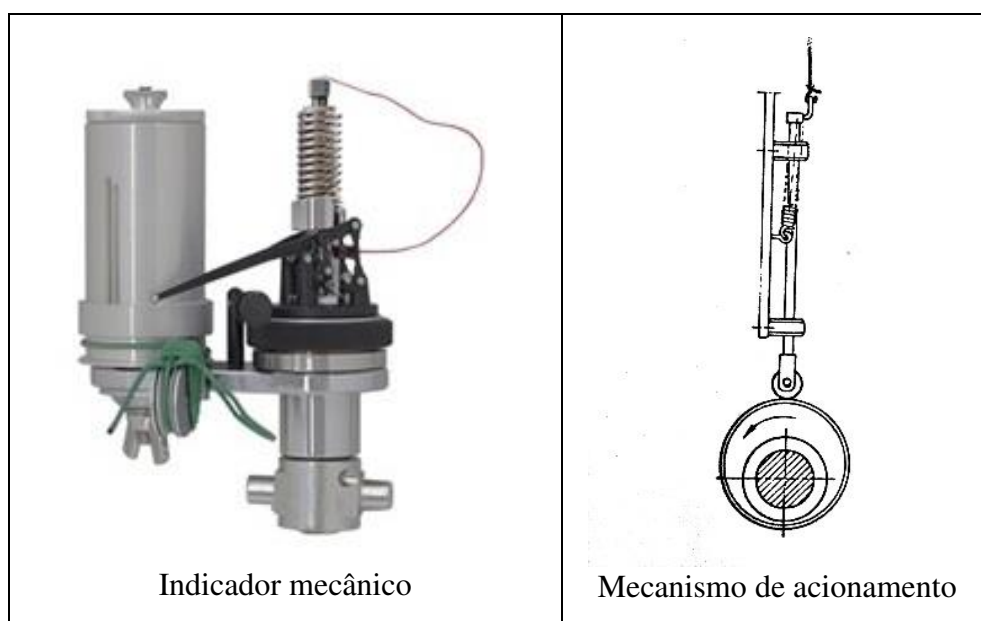
Fonte: adaptado de MAN Diesel (2010a)

Figura 2.11- Pontos de medição dos parâmetros para determinação do desempenho do motor.

2.4.2 Medição da pressão de combustão com indicador mecânico

A pressão no cilindro é uma propriedade fundamental para operação e geração de potência do motor porque gera a força no pistão que o mecanismo biela manivela transforma em torque. A curva de pressão plotada em função do ângulo do virabrequim ($p\theta$) ou do volume do cilindro (pV) é chamada de diagrama indicador. Este termo é utilizado devido ao nome dado ao aparelho utilizado para medição da pressão ser chamado de indicador, desde a sua invenção (ERIKSON; NILSON, 2014). Os motores propulsores marítimos podem ser equipados com o indicador mecânico ou eletrônico para obter os diagramas.

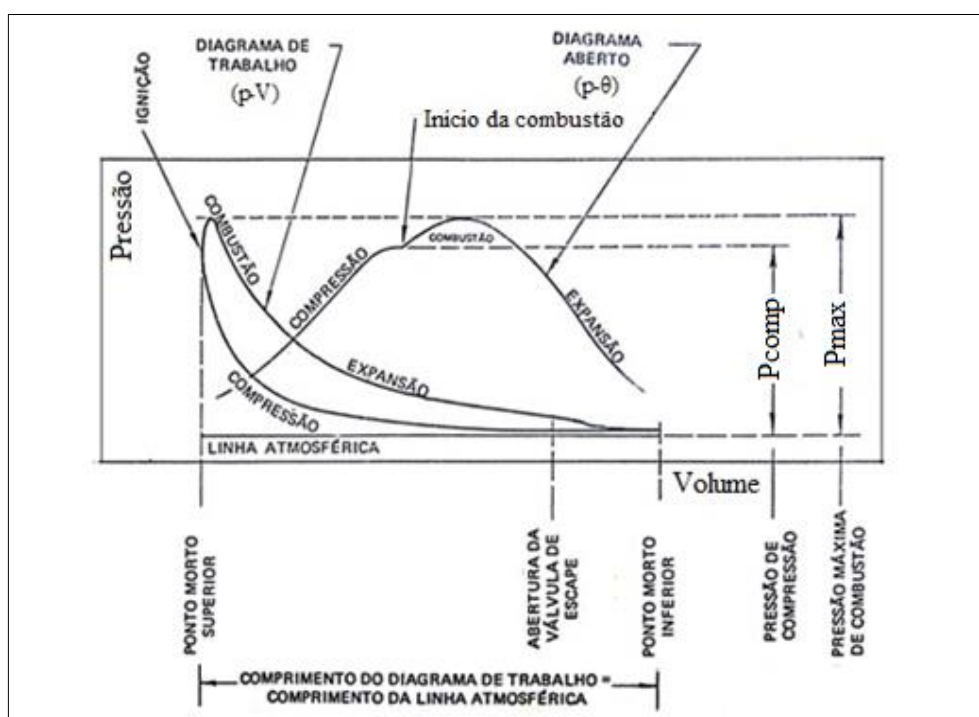
Para obter o diagrama, uma folha de papel é enrolada no tambor do indicador e este é instalado na válvula do indicador no cabeçote do motor. O cordão (verde) é conectado ao dispositivo de acionamento, que rotaciona o tambor em um movimento sincronizado e proporcional ao deslocamento do pistão do motor do TDC para o BDC. Ao abrir a válvula do indicador, a pressão do cilindro comprime a mola, de constante elástica conhecida, que movimenta a pena e desenha o diagrama $p-V$, quando esta é pressionada contra o papel. Para obter o diagrama $p-\theta$ retira-se o cordão do dispositivo e gira-se o tambor manualmente. A Fig.2.12 mostra o aparelho indicador mecânico e o seu mecanismo de acionamento do tambor.



Fonte: FRIDRICH LEUTERT GMBH & CO (2017).

Figura 2.12 Aparelho indicador mecânico e mecanismo de acionamento do tambor

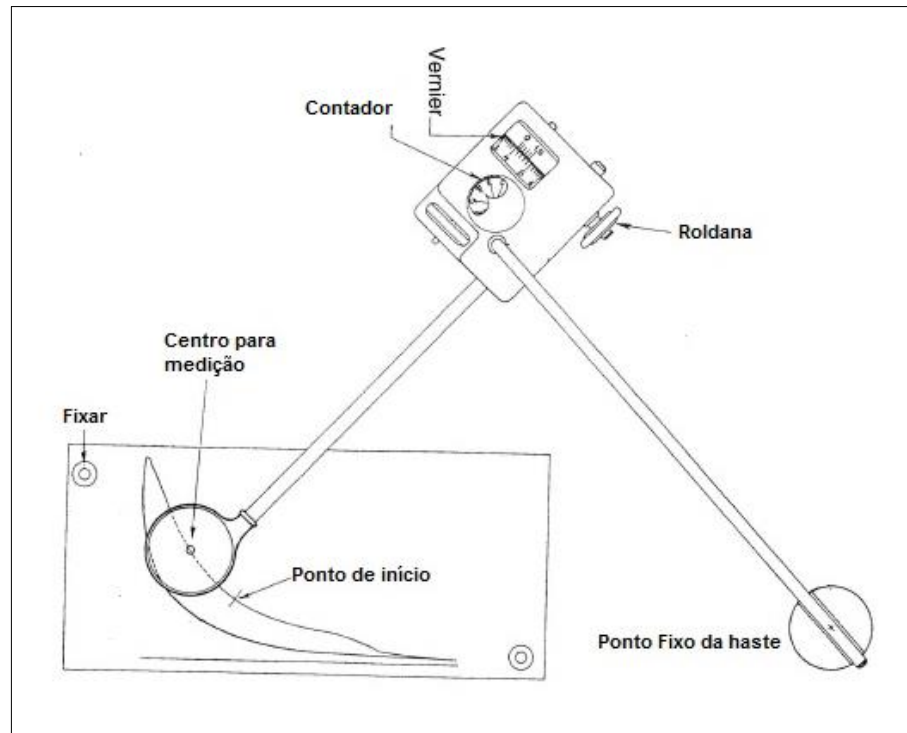
No diagrama obtido com o indicador mecânico a pressão de compressão e a pressão máxima são medidas diretamente no diagrama com a escala correspondente a constante da mola utilizada no indicador. A Fig. 2.13 mostra os diagramas teóricos $p-V$ e $p-\theta$ indicando onde deve ser medida a pressão máxima de combustão e de compressão e demais eventos que ocorrem durante um ciclo do motor de dois tempos. Como o diagrama da pressão do cilindro em função do deslocamento angular do virabrequim $p-\theta$ é obtido rotacionando o tambor manualmente não é adequado para identificar o início da combustão pois não está sincronizado com o deslocamento do virabrequim.



Fonte: Adaptado de MAN Diesel (2010c).

Figura 2.13- Diagrama indicador teórico do motor propulsor marítimo de dois tempos

A área do diagrama, que é numericamente igual ao trabalho indicado realizado pelo pistão, é medida através de um planímetro deslocando o centro para medição em toda a curva do diagrama. Recomenda-se repetir este processo por três vezes e utilizar a média das áreas obtidas MAN Diesel (2010d). A Fig. 2.14 mostra o planímetro e a posição recomendada de 90° entre as hastes e o centro da medição,.



Fonte: MAN Diesel (2010d)

Figura 2.14- Posição do planímetro para medir da área do diagrama p-V.

2.4.3 Cálculo da Potência Efetiva (método do fabricante para indicador mecânico)

Para o cálculo da potência indicada e efetiva calcula-se a pressão média indicada (IMEP), a pressão media efetiva (MEP), a constante k_1 referente as perdas por atrito e a constante k_2 que corresponde a geometria do cilindro e um fator para conversão de unidade. Para facilitar os cálculos os valores das constantes estão disponíveis no manual de operação do motor (MAN DIESEL, 2010b).

Pressão média indicada (IMEP)

A pressão média indicada é calculada através da equação

$$IMEP = \frac{A}{L \cdot C_s} \quad (2.1)$$

onde:

$A \text{ (mm}^2\text{)}$ = área do diagrama indicador, obtida com o planímetro.

L (mm) = comprimento do diagrama indicador (=linha atmosférica).
 C_s (mm/bar) = constante da mola (=deslocamento vertical do indicador)

Pressão média efetiva (MEP)

A pressão média efetiva MEP é calculada através da equação

$$MEP = IMEP - k_1 \text{ (bar)} \quad (2.2)$$

onde:

$k_1 = 1\text{bar}$ referente a perda por atrito para o motor estudado, S60MC-C.

A perda por atrito tem demonstrado ser praticamente independente da carga e foi determinada experimentalmente pelo fabricante no banco de teste do motor.

Potência Indicada (P_i)

A potência indicada, P_i é determinada pela equação

$$P_i = k_2 \times n \times IMEP \text{ (kW)} \quad (2.3)$$

onde:

$k_2 = 1,30900D^2S = 1,1310$ para o motor estudado S60MC, quando se quer obter P_i em kW

D = diâmetro do cilindro (m)

S = curso do pistão (m)

n = rpm

$IMEP$ = pressão média indicada

Potência efetiva (P_e)

A potência efetiva P_e é determinada pela equação

$$P_e = k_2 \times n \times MEP \text{ (kW)} \quad (2.4)$$

onde:

$k_2 = 1,1310$ - constante devido ao atrito

n = rpm

MEP = pressão média efetiva

2.4.4 Avaliação dos registros operacionais

Durante a operação, a alteração da condição operacional do motor ficará conhecida através de uma mudança nos dados observados. Os dados não podem ser analisados individualmente mas deverão ser comparados com os diferentes parâmetros. A análise dos dados é feita através da comparação dos dados medidos com os dados registrados no teste de fábrica do motor e na prova de mar da entrega do navio. Um conjunto de curvas modelos são fornecidas no manual de operação do motor para permitir a análise dos dados e o diagnóstico das falhas.

Correção dos Parâmetros de Desempenho

Para permitir a avaliação do desempenho, alguns parâmetros medidos em condições operacionais diferentes às condições no banco de teste necessitam ser corrigidos para as condições ambientais ISO de temperatura e pressão. Estes parâmetros são: Pressão máxima (P_{max}), temperatura do gás após a válvula de escape (t_{exhv}), pressão de compressão (P_{comp}) e pressão de ar de lavagem (P_{scav}).

As correções para as condições de referência ISO são feitas através da equação geral 2.4 e as constantes da tabela 2.4 elaborada por MAN Diesel (2010b).

$$A_{corr} = (t_{meas} - t_{ref}) \cdot F \cdot (k + A_{meas}) \quad (2.5)$$

onde:

A_{corr} = parâmetro a ser corrigido, exemplo P_{max} , t_{exh} , P_{comp} ou P_{scav} .

t_{meas} = parâmetro medido temperatura do ar na entrada da turbina (t_{in}) ou temperatura da água na entrada do resfriador (t_{coolin})

t_{ref} = referência t_{in} ou t_{coolin} (no caso para a condição padrão ISO, 25°C)

F_1, F_2 = constantes conforme tabela 2.4

K = constante conforme tabela 2.4

A_{meas} = parâmetro medido para ser corrigido, exemplo P_{max} , t_{exh} , P_{comp} ou P_{scav}

Tabela 2.4- Constantes para correção dos parâmetros medidos para condição ISO

A_{corr} Parâmetro a ser corrigido	F_1 Para temperatura do ar na entrada da turbina	F_2 Para temperatura na entrada do trocador de calor	K Contante
t_{exhv}	$- 2,446 \times 10^{-3}$	$- 0,59 \times 10^{-3}$	273
P_{scav}	$+ 2,856 \times 10^{-3}$	$- 2,220 \times 10^{-3}$	$P_{baro} = 1 \text{ bar}$
P_{comp}	$+ 2,954 \times 10^{-3}$	$- 1,530 \times 10^{-3}$	$P_{baro} = 1 \text{ bar}$
P_{max}	$+ 2,198 \times 10^{-3}$	$- 0,810 \times 10^{-3}$	$P_{baro} = 1 \text{ bar}$

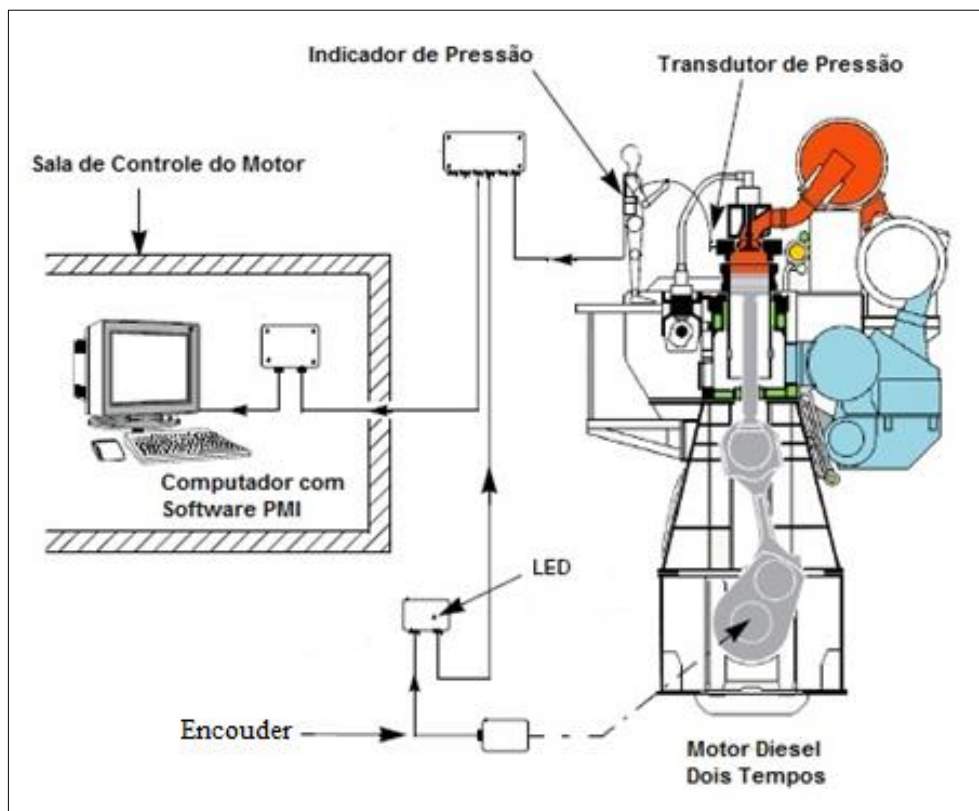
2.4.5 Medição da pressão do cilindro com indicador eletrônico

O fabricante MAN B&W desenvolveu um sistema computadorizado para medição e análise da pressão, *PMI System*. O indicador eletrônico *PMI* é um equipamento portátil que permite ao engenheiro do navio a medição da pressão de combustão e análise da performance do motor propulsor de dois tempos e dos grupos geradores de quatro tempos. O sistema é constituído por um transdutor de pressão e dois encoder instalado no virabrequim que envia um pulso elétrico para determinar o TDC do cilindro e outro para indicar cada posição angular do virabrequim.

O transdutor de pressão piezoelétrico de alta performance é instalado na válvula de conexão com a câmara de combustão e é movido manualmente de um cilindro para o outro. O transdutor fica exposto ao ambiente severo da câmara por um curto período de tempo, entre uma medição e outra, o que resulta em medições estáveis e confiáveis. Os sinais elétricos gerados pelo transdutor e encoder são sincronizados e armazenados para serem processados pelo software do sistema.

O software do sistema calcula automaticamente e mostra os resultados das medições efetuadas mas não permite a exportação da curva de pressão medida. Os principais resultados são diagramas p- θ , p-V, diagrama dos desvios das pressões máximas entre os cilindros, pressão de compressão, pressão média indicada, cálculo da potência efetiva. O sistema também determina a quantidade de calços que deve ser retirado ou adicionado em cada bomba injetora

para correção da pressão máxima de combustão. A Fig. 2.15 apresenta o diagrama do sistema *PMI*.



Fonte: Adaptado de (MAN Diesel, 2005)

Figura 2.15 – Sistema de medição e análise da pressão de combustão PMI.

2.4.6 Parâmetros operacionais do motor de combustão interna

Potência Efetiva

A potência medida no eixo do virabrequim é a potência útil fornecida pelo motor e é conhecida como potência efetiva (P_b) ou “*brake power*”. Se o torque exercido sobre o eixo é T , então a potência efetiva relacionada ao torque do motor e a rotação N é obtida pela equação.

$$P_b = 2\pi NT \quad (2.6)$$

O torque do motor geralmente é medido com o motor acoplado ao dinamômetro no banco de teste. É importante notar que a potência efetiva é o produto do torque e da velocidade angular do virabrequim. A potência máxima é desenvolvida numa rotação diferente da rotação em que se obtém o máximo torque.

Pressão Média efetiva (MEP)

A pressão média efetiva pode ser obtida através da potência efetiva medida no dinamômetro

$$MEP(kPa) = \frac{P_b(kW)10^3}{V_d(dm^3)N(rev/s)} \quad (2.7)$$

Trabalho

O trabalho transferido pelo gás ao pistão durante o ciclo único (W_i) é chamado de trabalho indicado do ciclo. A integral do diagrama da pressão do gás no cilindro versus o volume durante o um ciclo do motor produz o trabalho indicado do ciclo.

$$W_i = \int p dV \quad (2.8)$$

Pressão Média Indicada (IMEP)

A pressão média indicada é um parâmetro importante para avaliação do desempenho do motor, é obtida dividindo-se o trabalho indicado de um ciclo pelo volume do cilindro.

$$IMEP = \frac{W_i}{V_d} \quad (2.9)$$

Potência Indicada

A potência indicada do motor com n_c cilindros é consequentemente definida como

$$P_i = \frac{n_c W_i N}{n_R} \quad (2.10)$$

Onde n_R é o número de voltas do virabrequim para cada ciclo de trabalho por cilindro e n_c é o número de cilindros. Para o motor de dois tempos, $n_R=1$ e para o ciclo de 4 tempos, $n_R=2$ e N é o número de rotações.

Potência Perdida (atrito)

A potência perdida devido ao atrito dos componentes mecânicos do motor, acionamento de acessórios essenciais e pelo bombeamento do gás durante o ciclo é chamada de potência de atrito (P_f). É obtida através da equação

$$P_f = P_i - P_b \quad (2.11)$$

onde: P_b = potência efetiva e P_i = potência indicada

Consumo específico

O consumo específico do motor mede a eficiência de conversão da energia do combustível em potência, dividindo a vazão mássica de combustível consumida pela potência medida através da equação

$$scf = \frac{\dot{m}_f}{P} \quad (2.12)$$

Eficiência Mecânica

A eficiência mecânica (n_m) é a taxa entre a potência efetiva do motor e a potência indicada e determinada pela equação

$$n_m = P_b / P_i = 1 - P_f / P_i \quad (2.13)$$

A eficiência mecânica depende fortemente da geometria, dos materiais, do tratamento da superfície, rotação e da carga do motor. Na prática a eficiência varia de aproximadamente 90% nos motores de baixa rotação.

Eficiência Térmica

O mais importante parâmetro de performance medido do motor é a eficiência térmica que mede a conversão do combustível em trabalho e é obtida através da equação

$$\eta_f = \frac{w_i}{\dot{m}_f Q_{HV}} = \frac{P}{\dot{m}_f Q_{HV}} \quad (2.14)$$

onde:

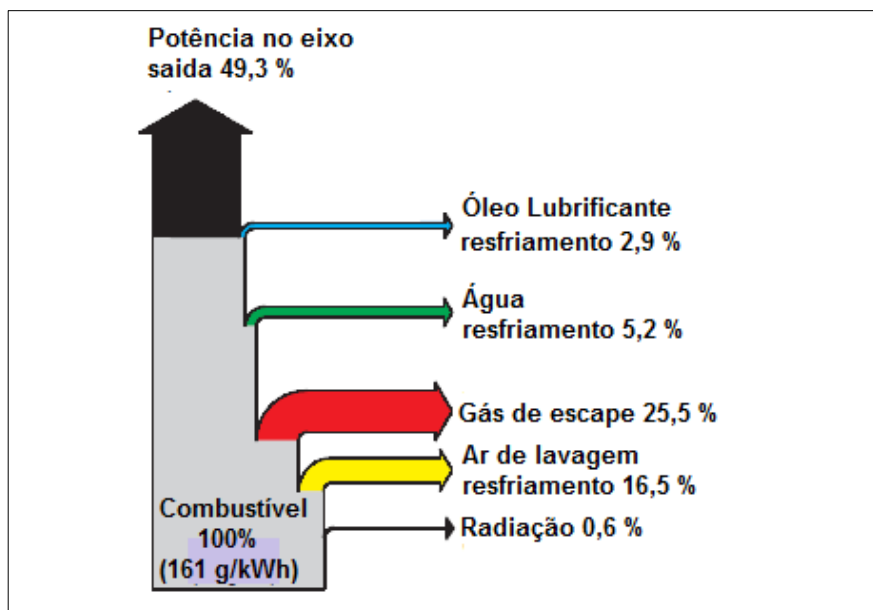
w_i = trabalho indicado

Q_{HV} = poder calorífico inferior

m_f = massa de combustível

$\dot{m}_f$ = vazão mássica de combustível

A Fig. 2.16 mostra diagrama Sankey do balanço de energia do motor diesel MAN&BW tipo 12K90ME-C9.2, potência 69.720 kW à 84 rpm nas condições ambientes ISO.



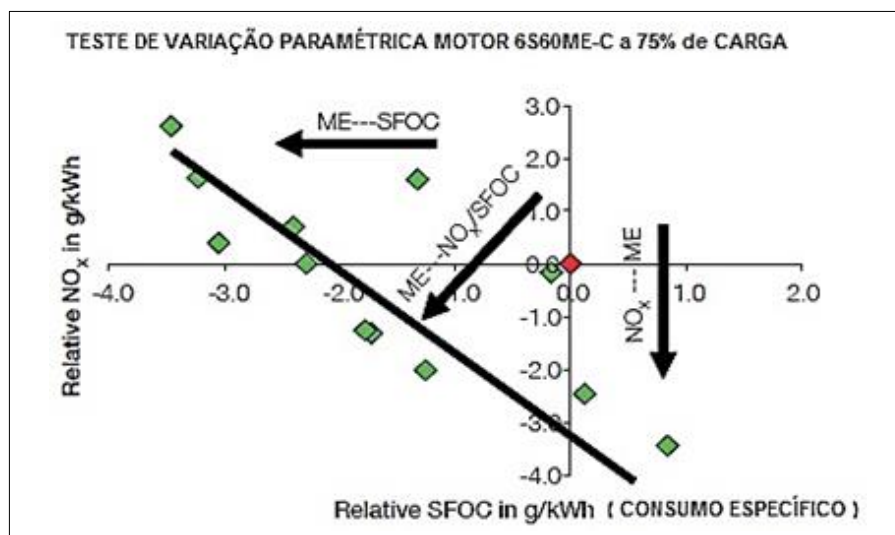
Fonte: Adaptado de MAN Diesel (2012)

Figura 2.16 – Balanço de Energia.

2.4.7 Taxa de liberação de calor motor dois tempo

A vantagem do motor com o sistema de injeção e válvula de escape controlados eletronicamente é permitir uma maior taxa de liberação de calor através do ajuste contínuo no tempo de injeção de combustível e o acionamento da válvula de escape para cada cilindro. Uma maior taxa de liberação de calor reflete um menor consumo de combustível e uma maior pressão de combustão. Testes operacionais efetuados no centro de pesquisa da MAN B&W revelaram que era possível obter uma redução no consumo específico (SFOC) e na emissão de NO_x de ~ 10 g/kWh sem alterar a *IMEP* e a *P_{max}*. Embora a tendência é aumentar o SFOC quando se reduz as emissões de NO_x. Foram pesquisadas as seguintes variáveis: o perfil de injeção, tempo de abertura e fechamento da válvula de escape, volume da câmara de combustão, pressão de

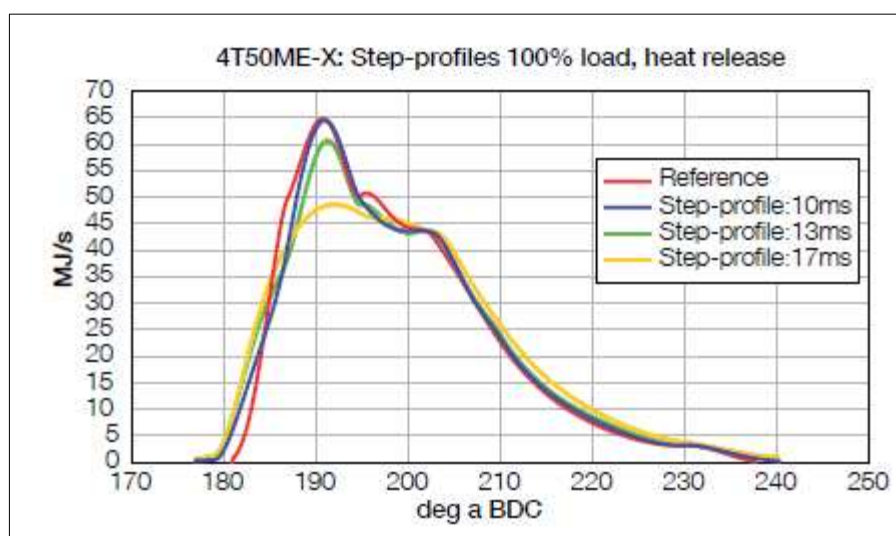
injeção de combustível. Os testes mostraram uma redução do NO_x e melhora no consumo específico de combustível. A Figura 2.17 mostra o teste de variação paramétrica do motor eletrônico S60ME relacionando o consumo e a emissão de NO_x.



Fonte: MAN B&W (2009a)

Figura 2.17 – Teste de variação paramétrica do consumo específico e emissão de NO_x

O perfil de injeção foi a principal variável investigada. Concluíram que modelar o perfil de injeção também significa modelar o padrão de combustão. A Fig. 2.18 mostra quatro diferentes padrões da taxa de liberação de calor para quatro perfis de injeção de combustível.



Fonte: MAN B&W (2009a)

Figura 2.18 – Taxa de liberação de calor do motor, 4T50ME-GI-X

3 DADOS EXPERIMENTAIS

Conforme relatado no capítulo 1 a pesquisa em motores propulsores marítimos é limitada devido ao porte do motor e a falta de literatura. Para possibilitar a realização o estudo iniciou com uma fase exploratória para se obter uma empresa de navegação que autoriza-se a coleta de dados. Nesta fase inicial foram visitados 4 navios para apresentar o objetivo do estudo, solicitar permissão para coleta dos dados experimentais e verificar o tipo de aparelho indicador utilizado para o controle do desempenho do motor. A tabela 3.1 apresenta o levantamento inicial, motores e aparelhos indicadores utilizados.

Tabela 3.1 Tipos de aparelhos indicadores e motores

Navio	Motor	Ano Fab.	Potência (kW)	Rotação (rpm)	Indicador	Fabricante
1	7L70 ME	2012	22890	91	PMI System	MAN &BW
2	7L70 MC	2013	20930	110	DPI tipo 50	LEUTERT
3	6S42 MC	2012	6233	130,8	EPM-XP	IMES
4	5S60 MC	2010	8833	105	DPI tipo 50	LEUTERT

Fonte: autor

Nota - O navio 3 trocou o indicador mecânico LEUTERT tipo 30 pelo eletrônico EPM-XP

Indicador digital de pressão DPI-50

Fabricado pela LEUTERT que em 1985 comprou o fabricante tradicional do indicador mecânico MAIHAK. Continuou comercializando o indicador mecânico até 2016 e lançou o indicador eletrônico DPI com precisão menor que 0,5%. Não utiliza encoder para medir o deslocamento angular do virabrequim. O sincronismo da curva de pressão com o deslocamento do virabrequim é feito pelo programa do sistema de medição da pressão e no manual de operação não cita como é feito. Fornece como adicional os encoder para localização do TDC e medição do deslocamento angular do virabrequim quando o objetivo é efetuar o controle da combustão através da curva de pressão (FRIDRICH LEUTERT GMBH & CO,2018).

Indicador eletrônico EPM-XP

Fabricado pela IMES Gmbh possui funções semelhantes aos indicadores anteriores, precisão de 0,5%. Também não utiliza encoder para medição da posição do virabrequim. O TDC dos cilindros são ajustados pelo a derivada da pressão ($dp/d\theta$) . Fornece como adicional os encoder para localização do TDC e medição do deslocamento angular do virabrequim (IMES Gmbh,2016).

A Fig. 3.1 mostra os três indicadores eletrônicos pesquisados



Fonte: (MAN Diesel, 2005; FRIDRICH LEUTERT GMBH & CO,2018; IMES Gmbh,2016).

Figura 3.1 – Indicadores eletrônicos .

Os sistemas de medição e análise da pressão pesquisados calculam : IMEP, P_i , P_{max} , P_{comp} , plotam o diagrama pV , a derivada da pressão ($dp/d\theta$) e a rotação do motor. Analisam o balanço de carga entre os cilindros através da pressão média indicada. Somente o PMI indica o avanço necessário que se deve efetuar, no ponto de injeção de combustível, para se obter a pressão máxima recomendada e corrigir os desvios do IMEP entre os cilindros. Nenhum dos indicadores eletrônicos, calculam a taxa de liberação de calor e identificam o início e termino da combustão de cada cilindro através da fração de massa queimada.

3.1 Coleta dos dados experimentais

Os dados experimentais necessários para construção do DMU, determinação do desempenho e da caracterização do processo de combustão do motor propulsor marítimo de dois tempos e baixa rotação tipo 5S60MC-MC7, fabricado pela MAN&BW, foram obtidos em visitas a bordo do navio número 4. A companhia de navegação autorizou o uso dos dados para fins acadêmico e solicitou a não divulgação do nome do navio. As verificações experimentais no motor foram efetuadas sob a supervisão de um oficial de máquinas do navio e compreendeu:

- 1- Consulta ao arquivo técnico do motor;
- 2- Medição dos componentes do sistema biela manivela de um cilindro do motor;
- 3- Copiar o perfil do came de injeção e escape em escala 1:1 para geração de desenho 2D;
- 4- Verificação do ângulo de abertura e fechamento das janelas de ar de alimentação;
- 5- Verificação do ângulo de abertura e fechamento da válvula de escape;
- 6- Verificação do ângulo do início da injeção de combustível;
- 7- Medição da pressão de combustão.

A tabela 3.2 apresenta as principais dimensões do Navio

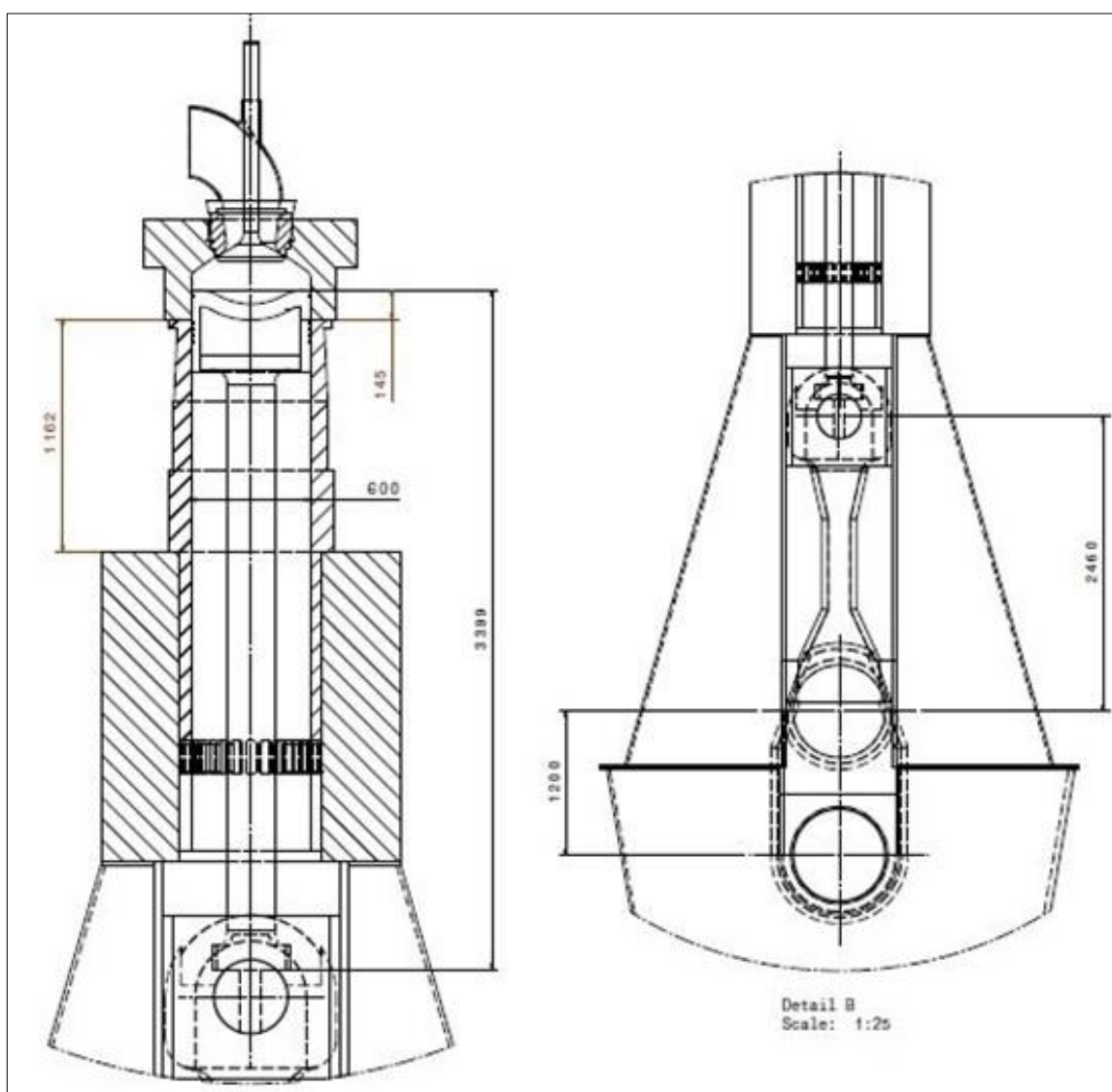
Tabela 3.2- Principais dimensões do Navio do experimento

Peso morto DWT (Deadweight)	75012 ton
Tonelagem bruta (Gross tonnage)	41074 ton
Comprimento	225 m
Boca	32,26 m
Caldo mínimo	19,6 m
Calado carga	14,2m
Borda livre	5,42 m

Fonte: autor

3.2 Medição dos componentes e elaboração dos desenhos

Durante as inspeções no motor foram medidos os componente individuais de um cilindro e suas posições no arranjo de montagem do motor para servirem de referência na validação da montagem do DMU. A distância entre a face do pistão e a face do cilindro=145mm. é ajustada na fábrica através de um calço instalado entre o pé da haste e a base da cruzeta. A medida do calço é registrada no protocolo de teste do motor mas a distância do topo do pistão até a face da camisa não é registrada. A Fig. 3.2 mostra o arranjo de montagem efetuado com as principais medidas que alteram o volume da câmara de combustão.



Fonte: autor

Figura 3.2 – Desenho do arranjo da montagem do motor

3.3 Verificação da abertura e fechamento das janelas de admissão de ar

O diagrama do ciclo do motor estudado não está disponível na literatura. Para traçar o diagrama é necessário conhecer os ângulos de abertura e fechamentos das janelas de admissão de ar e da válvula de escape.

A verificação da abertura e fechamento das janelas de admissão de ar, foi efetuada visualmente no interior do caixão de ar de lavagem do motor durante uma inspeção de manutenção. Acoplou-se o mecanismo de giro, retirou-se a tampa de inspeção das janelas do lado do eixo de cames e posicionou-se uma lâmpada do lado oposto para se observar dentro do caixão, quando o pistão interrompia a passagem de luz pelas janelas. Girou-se o virabrequim através do mecanismo de giro no sentido anti-horário até o pistão cobrir e descobrir as janelas e registrou-se a posição do virabrequim através dos ângulos gravados no volante do motor. O volante do motor possui gravação de 0° a 360° , resolução de 1° e a marcação TDC de todos os cilindros. Considerou-se a janela totalmente fechada quando o pistão interrompia a passagem de luz entre a sua face e a borda da janela.

O pistão no BDC cobriu 24 mm da janela de admissão de ar, iniciou a sua abertura à $\sim 143^{\circ}$ e fechou totalmente a janela (IPC) à $\sim 217^{\circ}$. A Fig. 3.3 mostra o interior do coletor de admissão, onde se tem acesso as janelas do cilindro do motor e o pistão do motor no BDC cobrindo parcialmente $\sim 24\text{mm}$ as janelas do cilindro.



Fonte: autor

Figura 3.3- Interior do coletor de admissão e o pistão no BDC

3.4 Medição da pressão no cilindro com indicador eletrônico

Durante uma viagem do navio após estabilizar a rotação foi medida a pressão de combustão com o indicador eletrônico conforme o procedimento do manual de operação do motor (MAN DIESEL, 2010b). A curva de pressão em função do ângulo do virabrequim foi obtida com o aparelho indicador digital LEUTERT, modelo DPI tipo 50. Este aparelho mede a pressão do cilindro a cada 0,5 grau de deslocamento do virabrequim e armazena 10 ciclos consecutivos em sua memória. Os dados armazenados foram transferidos para o computador através do software do aparelho para serem avaliados. O software determina a pressão máxima (P_{max}), Pressão de compressão (P_{comp}), plota o diagrama pressão volume (pV), a derivada da pressão em função do ângulo do virabrequim ($dp/d\theta$) e a rotação do motor. A tabela 3.3 mostra a sua especificação do aparelho indicador digital DPI tipo 50 (FRIDRICH LEUTERT GMBH & CO, 2017). A tabela 3.3 apresenta a especificação do indicador digital DPI tipo 50.

Tabela 3.3 Especificação do indicador digital DPI tipo 50

Especificação	
Faixa de medição	0...250 bar
Precisão	< 0,5 %
Precisão de conversão analógico/ digital	16 bit (0,0092 bar/amostra)

3.4.1 Sincronização das curvas de pressão

As curvas de pressão medidas foram sincronizadas pelo programa do indicador eletrônico. O programa do indicador através de seu algoritmo sincroniza as curvas dos 10 ciclos medidos, utilizando como referência o ponto do início da combustão, e gera a curva média para cálculo do IMEP e PI. É possível visualizar as curvas dos ciclos medidos mas só se consegue exportar a curva média com os indicadores eletrônicos DPI-50 e EPM-XP.

3.4.2 Variância da pressão máxima

A pressão máxima do cilindro é o ponto da curva de pressão que apresenta a maior variabilidade dos dados devido a temperatura da câmara. O aparelho indicador só exporta os valores das pressões máximas dos 10 ciclos medidos de cada cilindro. A tabela 3.4 mostra as pressões dos 10 ciclos medidos de cada cilindro. O valor mínima, o valor máximo e a média dos 10 ciclos e o desvio padrão calculado de cada cilindro. Considerou-se o valor médio como a pressão máxima de combustão no cilindro.

Tabela 3.4 Variância da pressão máxima de 10 ciclos medidos

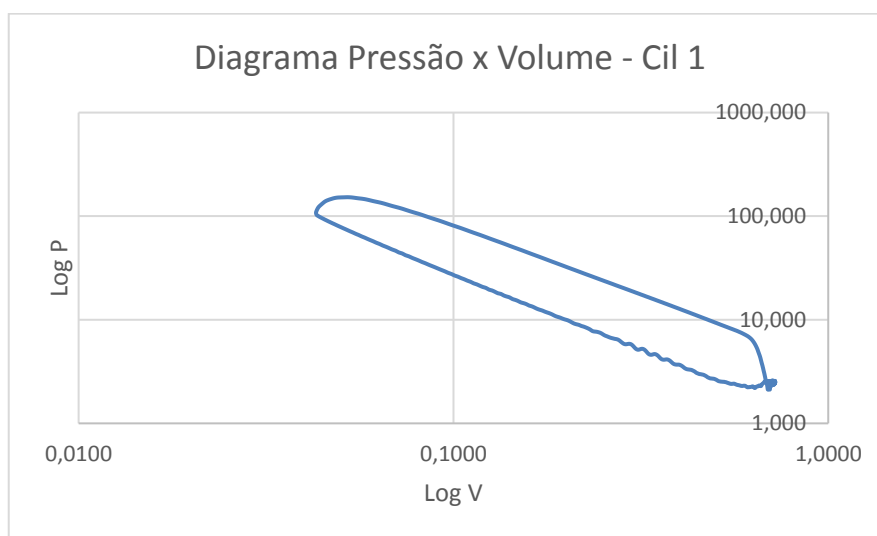
Ciclo	Cil. 1	Cil. 2	Cil. 3	Cil. 4	Cil. 5
1	151,83	155,22	152,41	153,54	154,83
2	153,30	152,74	151,78	154,05	152,76
3	152,09	153,86	151,2	153,25	155,14
4	152,15	155,08	151,77	155,05	152,92
5	151,26	152,45	151,79	152,77	154,19
6	153,08	152,49	151,56	152,98	154,13
7	152,17	154,86	151,25	152,65	154,68
8	150,95	154,28	151,99	153,67	153,52
9	154,48	154,21	151,97	154,13	153,95
10	151,94	153,71	152,64	153,87	155,98
Valor mínimo	150,95	152,45	151,20	152,65	152,76
Valor máximo	154,48	155,22	152,64	155,05	155,98
Valor média=(Pmax)	152,12	154,04	151,79	153,61	154,16
Desvio padrão (bar)	1,04	1,04	0,45	0,73	1,00
Média + desvio	153,16	155,08	152,24	154,33	155,16
Média - desvio	151,08	152,99	151,33	152,88	153,16

Fonte: autor

O desvio padrão máximo de 1,04 bar está na faixa de precisão do indicador de pressão ocorreu no cilindro número 1. O valor máximo (média + desvio padrão) foi de 153,16 bar e o valor mínimo (média menos o desvio padrão) foi de 151,08. Adotou-se o valor médio como o pressão máxima do cilindro (Pmax).

3.4.3 Verificação do faseamento da curva de pressão (média de 10 ciclos)

Para verificar se a curva média exportada estava com o faseamento adequado foi construído os diagramas p-V em escala logarítmica. Um indicio de faseamento incorreto é indicado quando a linha de compressão e a de expansão do diagrama se cruzam no TDC (AMANN,1987). A Fig. 3.4 mostra como exemplo o diagrama do cilindro 1.



Fonte: autor

Figura 3.4- Diagrama pV plotado na escala logarítmica.

As linhas de pressão e compressão dos pV plotados na escala logarítmica não se cruzaram no TDC indicando que o faseamento estava adequado.

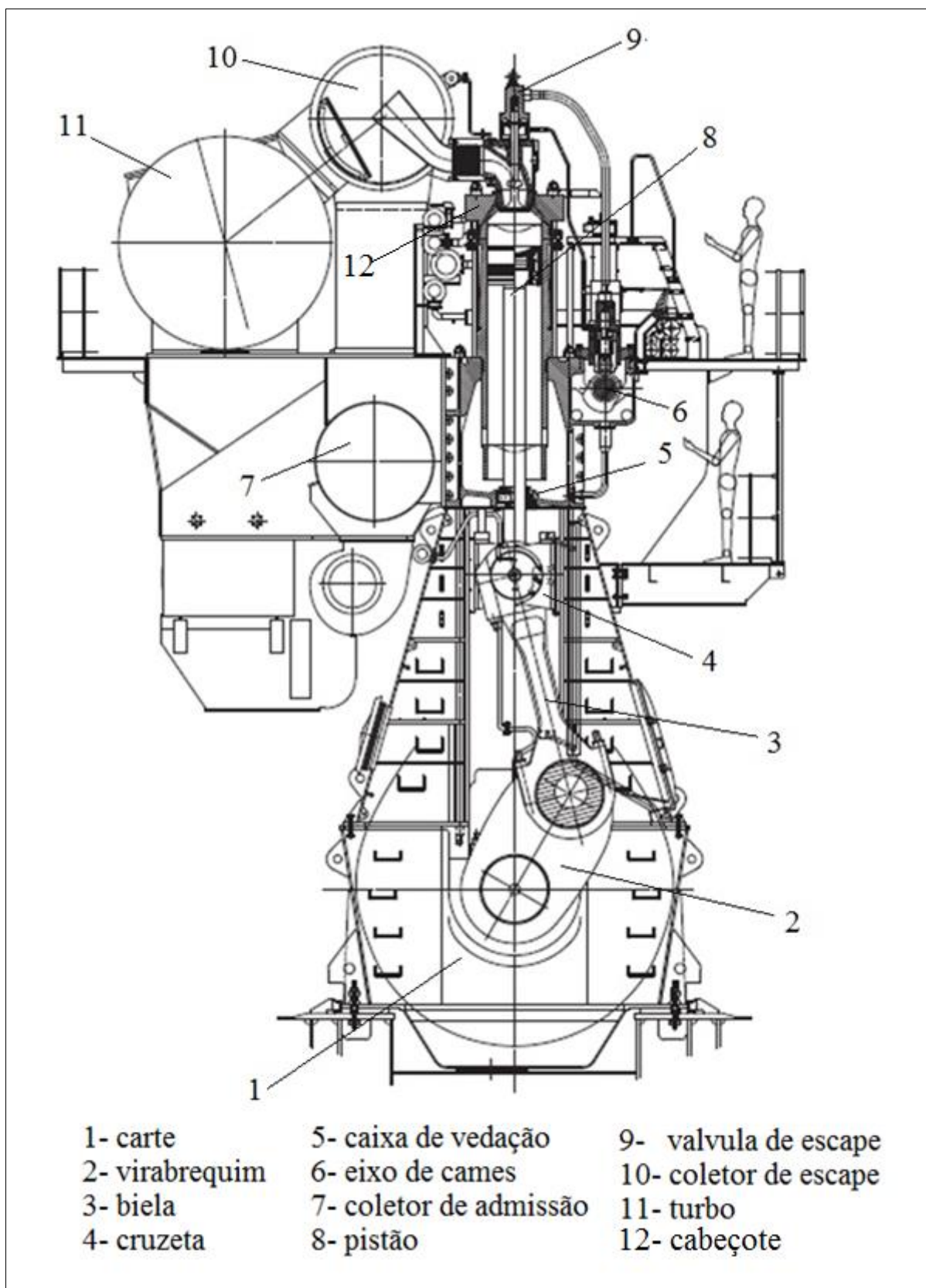
4 PROTÓTIPO VIRTUAL DO MOTOR (DMU)

Devido ao tamanho e custo os motores propulsores marítimos não estão disponíveis nos laboratórios de pesquisas das universidades. Em consequência, os poucos trabalhos acadêmicos disponíveis na literatura não trazem todos os dados necessários para o estudo da combustão. Desta forma, para se obter os dados necessários para o estudo foi criado um protótipo virtual do motor. Protótipo virtual conhecido como DMU (*digital mock-up*) é um método de projeto digital com auxílio computacional para o desenvolvimento e simulação do produto. Usando o modelo virtual em substituição ao protótipo real para teste e análise do seu uso, há redução do tempo e do custo do projeto (YUAN; XIONG; WANG, 2008).

Para a construção do protótipo virtual foi medido os componentes de um cilindro do motor: cabeçote, válvula de escape, cilindro, pistão, cruzeta, biela, virabrequim, bloco e cárter. Após a montagem dos componentes virtuais, o eixo de cames foi sincronizado com o mecanismo biela manivela, conforme as instruções do fabricante do motor. Foi realizada a simulação cinemática para obter-se as variáveis não disponíveis na literatura e necessárias para a determinação do desempenho e da taxa de liberação de calor.

4.1 Características do motor MAN & BW 5S60MC

O motor 5S60MC possui 5 cilindros, sistema de ar de lavagem de fluxo único, ciclo de dois tempos, admissão do ar alimentação através de janelas, na parte inferior do cilindro, e a remoção dos gases queimados através de uma válvula de escape, instalada no centro do cabeçote. O motor é acoplado diretamente ao eixo da hélice do navio, gerando uma potência nominal total de 8833 kW a 105 rpm. A Fig. 4.1 apresenta a vista em corte do motor e os seus principais componentes.



Fonte: MAN Diesel (2009b).

Figura 4.1- Vista frontal em corte do motor 5S60-MC.

A tabela 4.1 apresenta os principais dados referente ao desempenho do motor.

Tabela 4.1- Principais dados de desempenho do motor

MOTOR 5S60MC-C7		
Parâmetro		Unidade
Rotação	105	rpm
Número de Cilindro	5	-
Diâmetro do cilindro	600	mm
Curso	2400	mm
Potência Máxima Contínua a 105 rpm	8833	kW
Potência de serviço contínuo a 101,4 rpm	7950	kW

4.2 Criação do protótipo virtual do motor 5S60MC-MC7 (*digital mock up* -DMU)

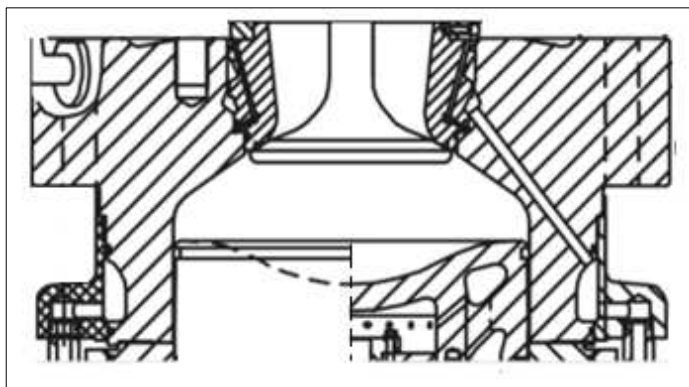
Para criação do DMU foi necessário conhecermos os parâmetros geométricos, as instruções de ajustes e montagem dos componentes. Os parâmetros geométricos do motor foram obtidos por meio de levantamento dimensional, consulta ao arquivo técnico do motor propulsor do navio e entrevista com o oficial superior de máquinas.

4.3 Modelagem dos componentes virtuais

A modelagem dos componentes em 3D foi efetuada através do processo de engenharia reversa usando o software CATIA versão 5.20 da empresa Dassault Systemes. Mediu-se os componentes sobressalentes do motor e elaborou-se os *sketches* em desenhos 2D que foram usados no software CAD/CAE para criação dos modelos 3D. Será apresentado em seguida o método utilizado para a modelagem dos componentes de geometria complexa: cabeçote, pistão e eixo de cames.

Cabeçote

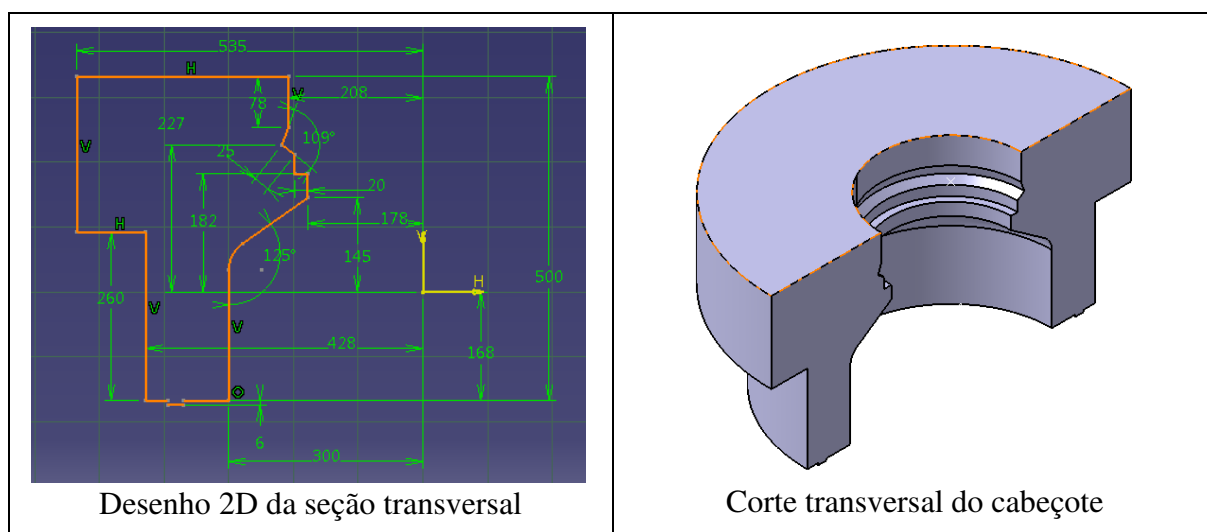
Uma imagem ampliada da geometria do cabeçote foi inserida no aplicativo *SKETCH TRACER* do módulo *SHAPE* para servir como referência. A Fig. 4.2 mostra a imagem inicial do cabeçote sem dimensões.



Fonte: MAN Diesel (2019b).

Figura 4.2- Imagem do cabeçote

No aplicativo *PART DESIGN* do módulo *MECHANICAL DESIGN* do software criou-se o desenho 2D em escala 1:1 com as dimensões obtidas no motor real. O cabeçote virtual em 3D foi obtido rotacionando 360° o desenho 2D em relação ao seu eixo. A figura 4.3 mostra o desenho em 2D criado e corte transversal do cabeçote virtual.

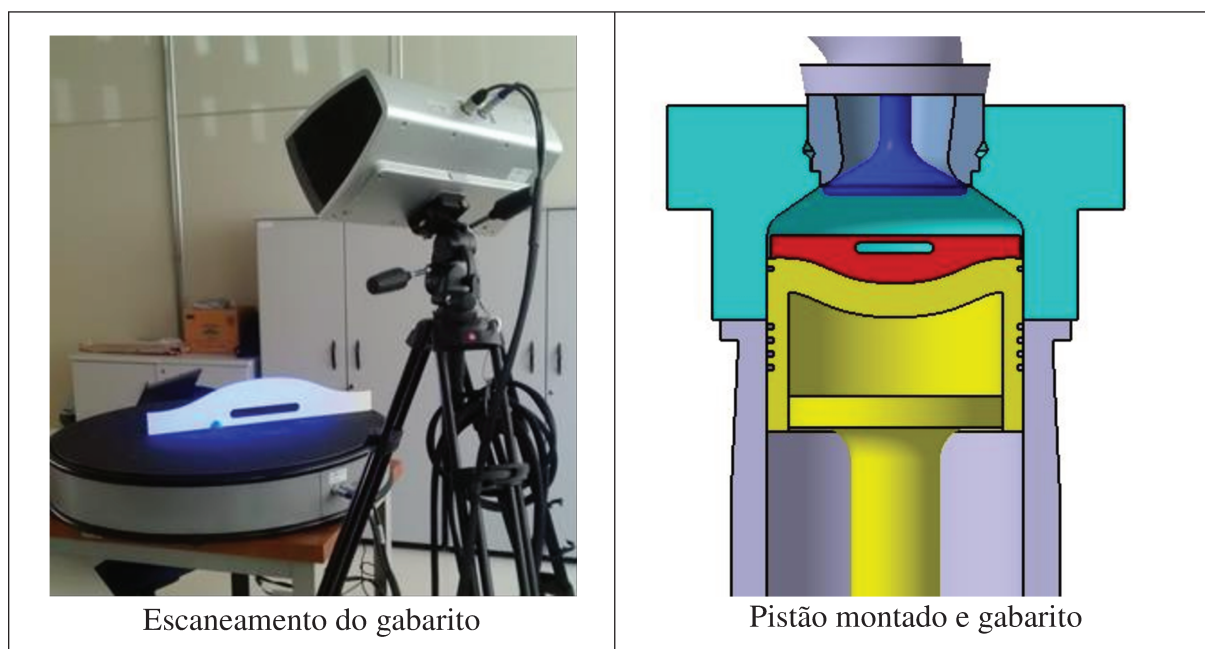


Fonte: autor

Figura 4.3- Processo de criação do cabeçote virtual

Pistão

A forma côncava do topo do pistão foi obtida através do escaneamento do gabarito do motor, que é utilizado durante as manutenções, para o controle do desgaste do topo do pistão. O gabarito foi pintado na cor branca para melhor a captação dos pontos pelo escâner COMET-L3D, no laboratório da escola SENAI de mecatrônica. O software do escâner processa a nuvem de pontos e gera o modelo em 3D no computador do sistema de escaneamento. O gabarito digital obtido foi inserido no modulo *Assemble* do software Catia para a modelagem do topo do pistão. A Fig.4.4 mostra o escaneamento do gabarito e o pistão.



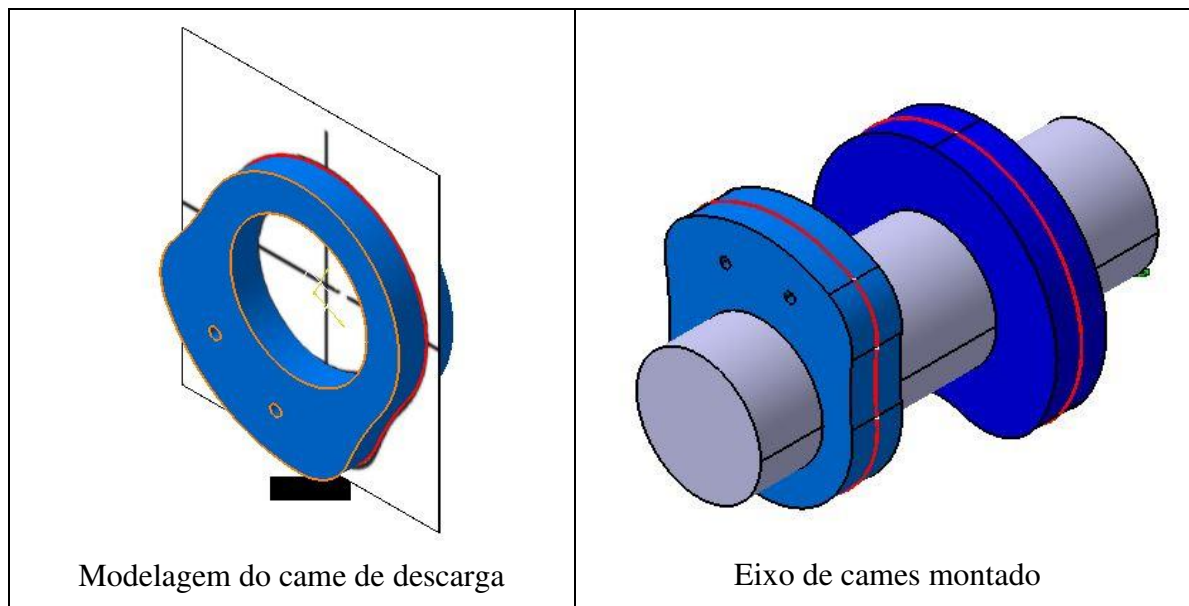
Fonte: o autor

Figura 4.4 – Processo de escaneamento do gabarito

Eixo de cames

Moldes do came de escape e do came da bomba injetora foram retirados para auxiliar na elaboração dos desenhos 2D. Os desenhos foram inseridos no módulo Sketch Tracer do software CATIA para elaboração do modelo 3D (VIGNESH; SUGANTHAN; PRAKASAN, 2007).

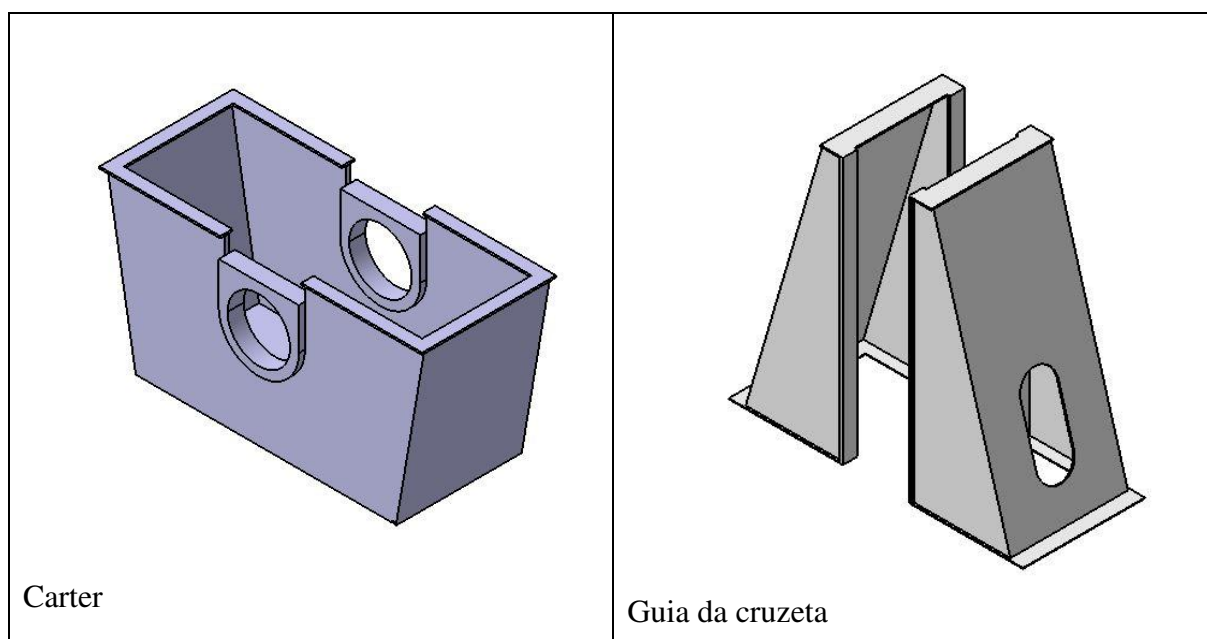
A Fig. 4.5 mostra o processo de modelagem do came de acionamento da válvula de descarga e os cames montados em seu eixo de acionamento.

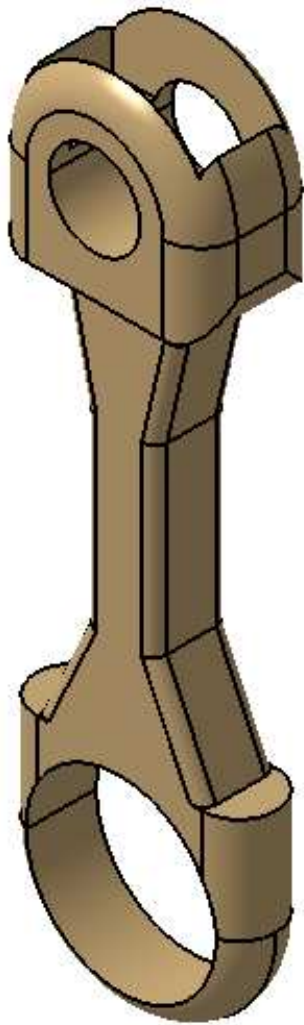


Fonte: o autor

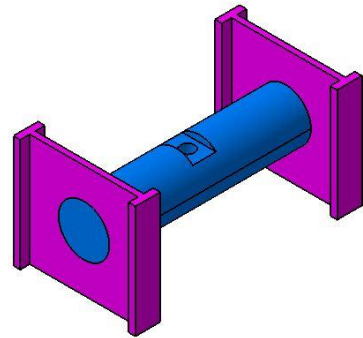
Figura 4.5 - Processo de modelagem e montagem do eixo de cames

A Fig. 4.6 mostra os componentes de geometria simples modelados : cilindro, pistão, cárter, guia da cruzeta, biela e virabrequim.

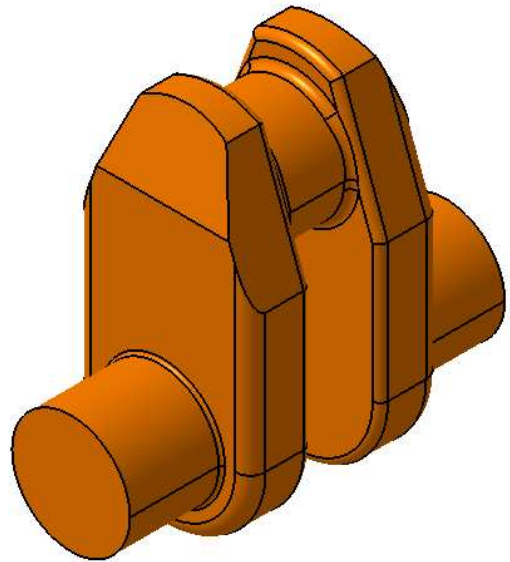




Biela

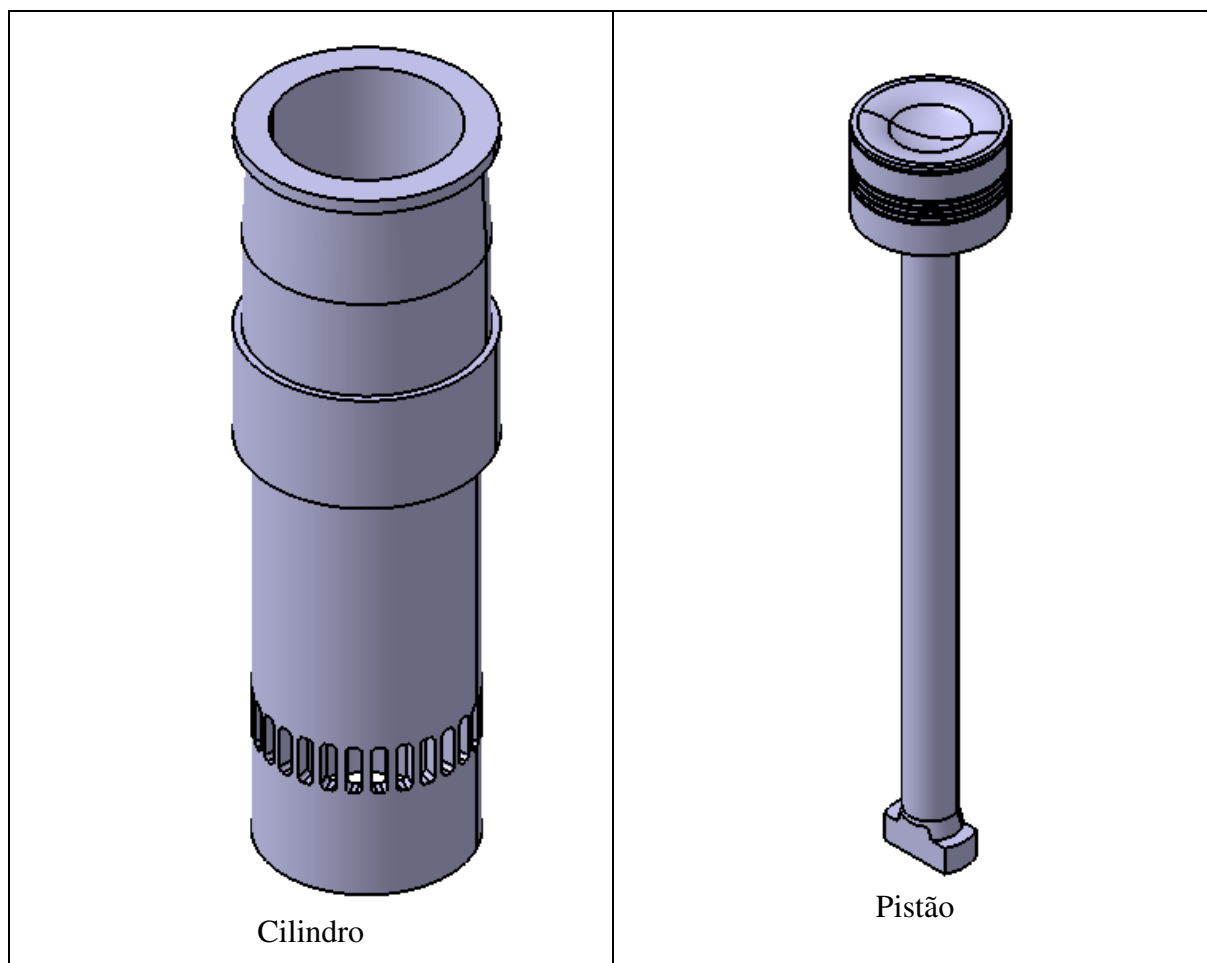


Cruzeta



Virabrequim

Fonte: autor

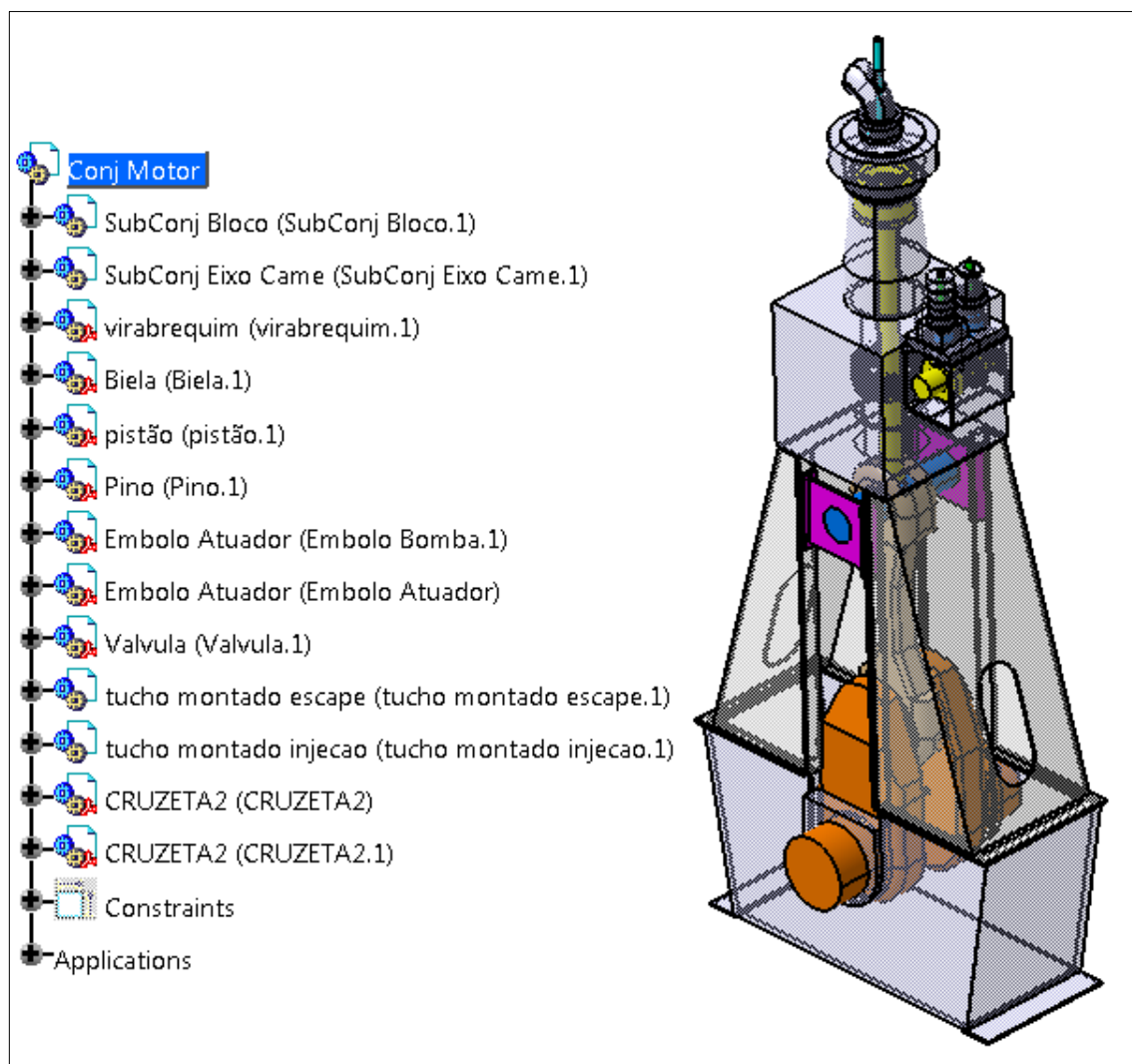


Fonte: autor

Figura 4.6- Componentes modelados de geometria simples do MDU

4.4 Montagem do protótipo digital de um cilindro do motor

A montagem do protótipo virtual do motor foi efetuada no software CAD/CAE. Os componentes modelados foram inseridos no módulo “Assemble” do software, posicionados conforme as instruções do fabricante do motor e aplicadas suas restrições de acordo com o grau de liberdade de cada componente. A Fig. 4.7 mostra o protótipo virtual (DMU) do cilindro montado e sua árvore de criação.

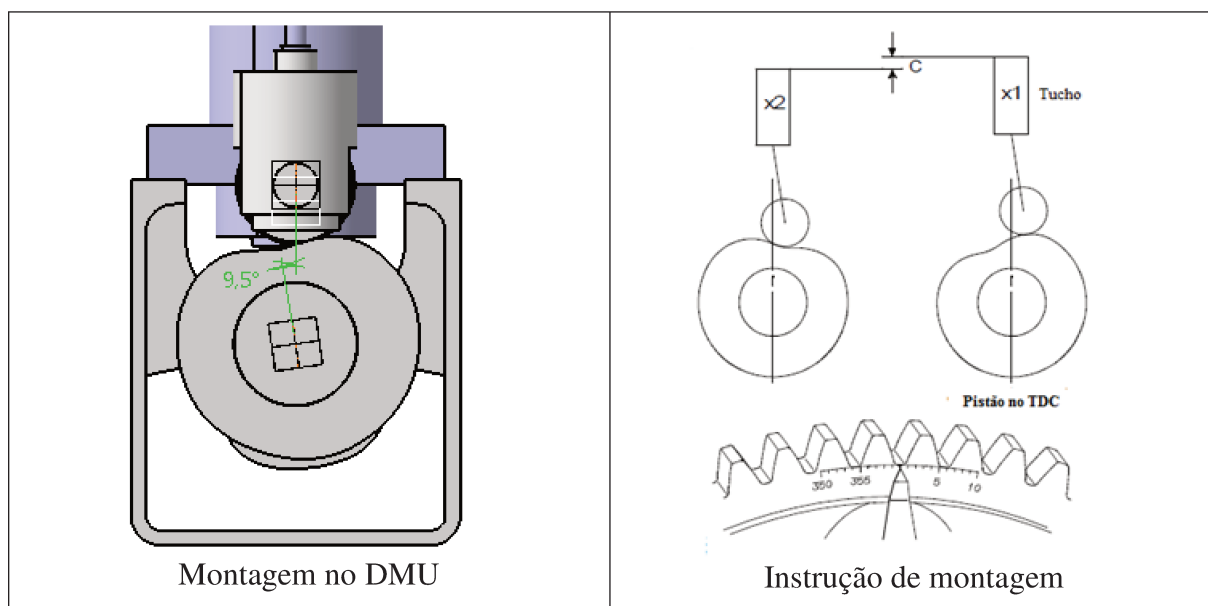


Fonte: o autor

Figura 4.7 - Protótipo virtual montado, vista em perspectiva e a arvore de montagem

4.4.1 Sincronismo da bomba injetora de combustível no DMU

O sincronismo da bomba injetora no DMU foi efetuado conforme procedimento M90903 (MAN DIESEL, 2010f). Girou-se o eixo de cames no sentido horário até atingir a posição inferior, mediu-se a cota x2, girou-se no sentido anti-horário até o TDC e registrou-se a cota x1. O eixo de cames foi reposicionado até atingir a cota 'C' de 13,5 mm de elevação do tucho e ângulo de 9,5°. A Fig. 4.8 mostra a posição do eixo de cames da bomba injetora de combustível no DMU, quando o pistão está no TDC e a instrução de montagem.



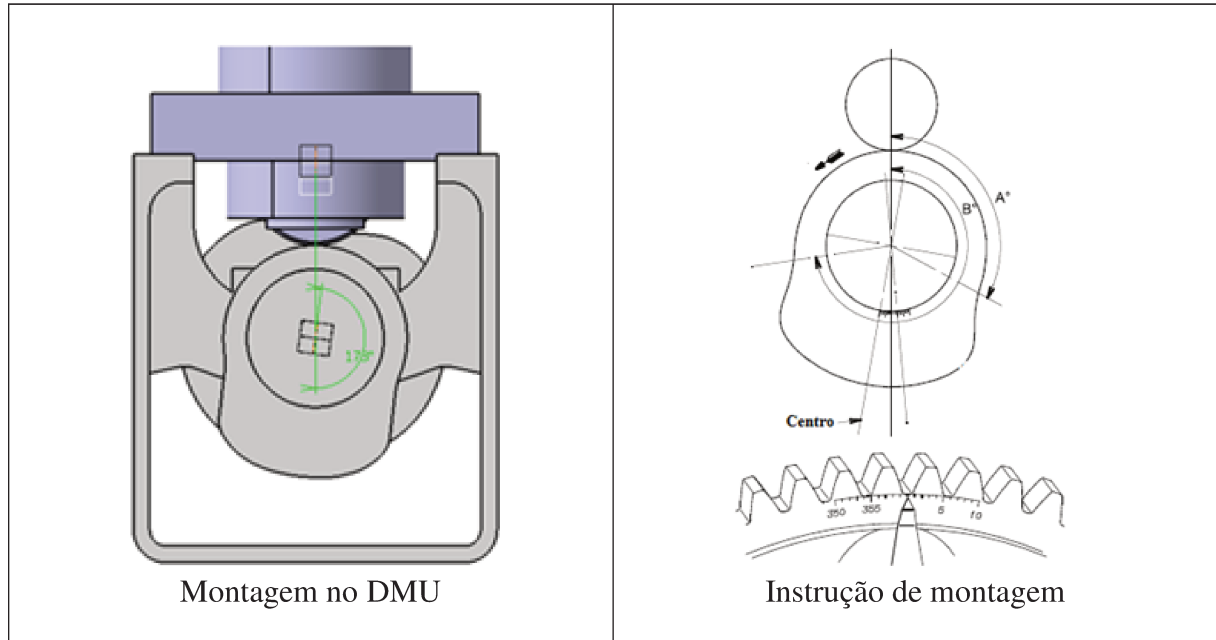
Fonte: Adaptado de (MAN DIESEL, 2010f) .

Figura 4.8 – Posicionamento do cames da bomba injetora no DMU com o pistão no TDC

4.4.2 Sincronismo do eixo de comando da válvula de escape

O posicionamento do eixo comando de válvulas no DMU foi efetuado conforme o procedimento D10805 (MAN DIESEL, 2010e). Girou-se o eixo de cames até o TDC. Girou-se sentido anti-horário até obter a elevação do tucho de 12mm e registrou-se o ângulo no volante do virabrequim. Continuou girando no mesmo sentido até obter o levantamento do tucho de 12mm e registrou-se o ângulo $B=259^\circ$. O ângulo (θ) de deslocamento do centro do cames

quando o pistão estiver no TDC é obtido pela fórmula $(\theta) = 180 - \left(\frac{A^\circ + B^\circ}{2}\right) \cong 7^\circ$. A Fig.4.9 mostra a posição do eixo de came no DMU e a instrução de montagem.

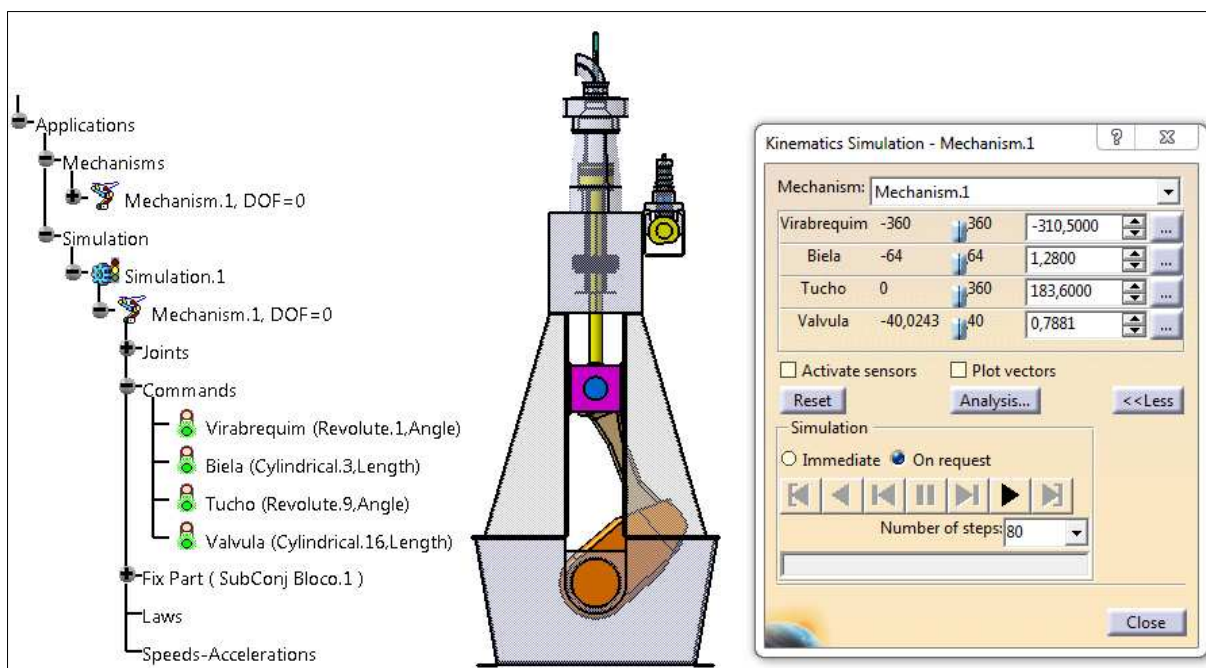


Fonte: Adaptado de MAN Diesel (2010e).

Figura 4.9 - Posicionamento do cames de escape no DMU

4.5 Criação do mecanismo biela manivela do DMU

Após a montagem e posicionamento dos componentes criou-se o mecanismo para simulação cinemática do DMU. No módulo de cinemática do software CAD/CAE fixou-se o bloco e inseriram-se as juntas cinemáticas nos componentes de acordo com os seus movimentos no mecanismo. Determinaram-se quais juntas seriam comandadas e aplicaram-se os seus respectivos comandos de acionamento e seus limites de deslocamento. Quando o grau de liberdade ficou igual a zero o mecanismo pode ser simulado. A Fig. 4.10 mostra a árvore da cadeia cinemática do Mecanismo, juntas e comandos criados e o grau de liberdade (DOF).



Fonte: o autor

Figura 4.10 - Árvore da cadeia cinemática do Mecanismo, juntas e comandos criados e, à direita, o painel de comando do mecanismo do DMU

4.6 Validação da montagem do DMU

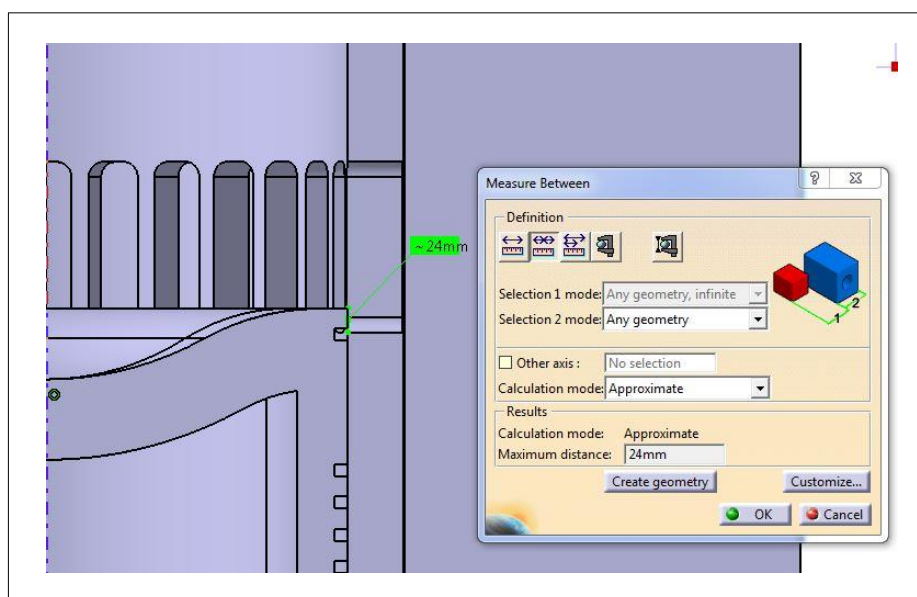
O nível de detalhamento dos componentes virtuais deve ser de acordo com o tipo de estudo. Para este estudo é fundamental que as dimensões dos componentes do sistema biela manivela tenham seus comprimentos corretos para não alterar o curso do pistão. Após a montagem os cursos devem ser medidos e comparados com o arranjo de montagem.

O cabeçote e o topo do pistão, que formam o volume da câmara de combustão, além da dimensão devem ter seu formatos adequados. Enquanto que o erro no perfil dos comes irão alterar o deslocamento do tucho, o início e termino da abertura da válvula de escape.

Após concluir a criação do mecanismo no módulo de cinemática do Catia foi possível girar o virabrequim 360° e medir a distância do pistão em relação a outros componentes do motor. A validação da montagem foi feita verificando se as distância da face do pistão no BDC em relação a janela de admissão e no TDC em relação a face de apoio do cabeçote no cilindro, estavam de acordo com o valores medidos no motor real, Fig.3.2 da pagina 47.

Verificação da posição do pistão no BDC

Girou o virabrequim 180° e mediu-se a distância da face da janela até a face do pistão. A Fig. 4.11 mostra a posição do pistão no BDC cobrindo parcialmente ~24 mm as janelas do cilindro próximo ao valor encontrado no levantamento de abertura e fechamento das janelas.

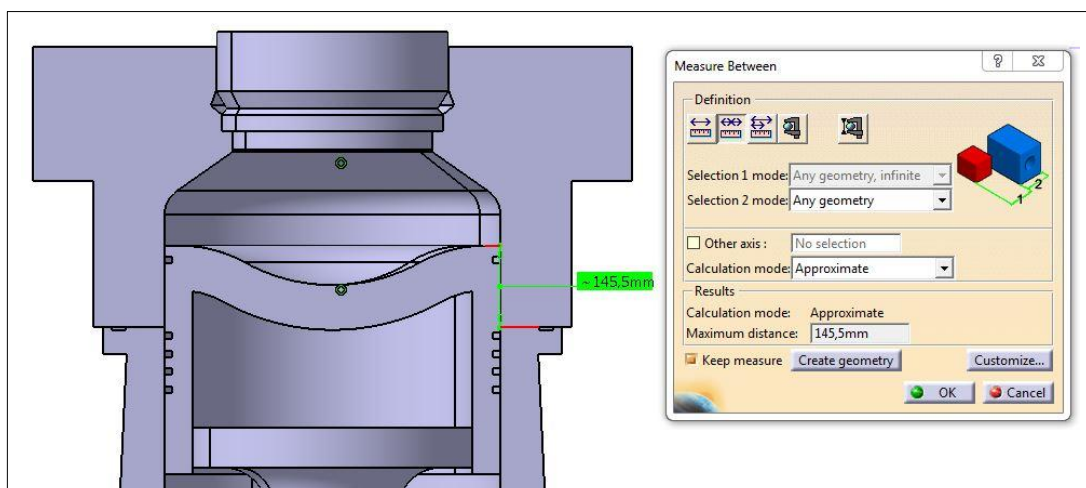


Fonte: autor

Figura 4.11- Pistão do motor no BDC

Verificação da posição do pistão no TDC

O dispositivo de içamento do pistão é fixo no rebaixo existente no topo do pistão. Desta forma este se desloca além da face do cilindro para permitir a sua montagem do dispositivo. Com o virabrequim posicionado à 0° obteve-se a distância de ~145mm, entre a face do pistão e a face da camisa. A figura 4.12 mostra o pistão no TDC e a distância de 145mm do topo a face do cilindro.



Fonte: autor

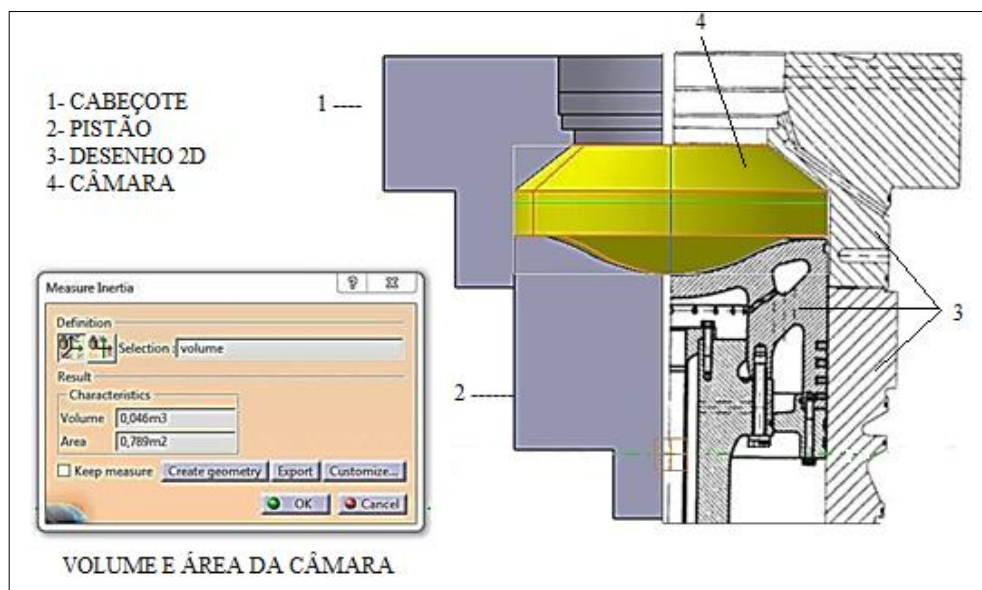
Figura 4.12- Posição do pistão no TDC

4.7 Determinação do volume da câmara de combustão (V_c)

O volume da câmara (V_c) é a variável mais importante para se determinar o volume instantâneo do cilindro para cada posição angular do virabrequim. O volume real difere de motor para motor e também difere entre os cilindros do mesmo motor. Portanto, não é suficiente calcular o volume da câmara com os dados da taxa de compressão fornecidos pelo fabricante (AMANN, 1987). É desejável que o volume da câmara seja verificado após a montagem do motor e a sua validação deve ser feita em função da curva de pressão medida do cilindro (ERIKSSON, 1998).

As referências técnicas, fornecidas pelo fabricante do motor, consultadas no navio e na literatura não continham o valor da taxa de compressão (rc) e nem o V_c , itens necessários para determinar o volume instantâneo do cilindro para cada posição angular do virabrequim.

Após a montagem do DMU, com o pistão posicionado no TDC para criação do volume da câmara, aplicou-se um corte longitudinal nos componentes, criou-se um *sketch* com a projeção do perfil do corte e rotacionou-se 360°. O volume da câmara gerado com a montagem dos componentes foi medido pelo software CAD/CAE e obteve-se $V_c = 0,046 \text{ m}^3$ e sua área = $0,78 \text{ m}^2$. A Fig.4.13 mostra o processo utilizado para determinação do volume da câmara de combustão (4), os componentes cortados e o desenho 2D utilizado para modelagem 3D.



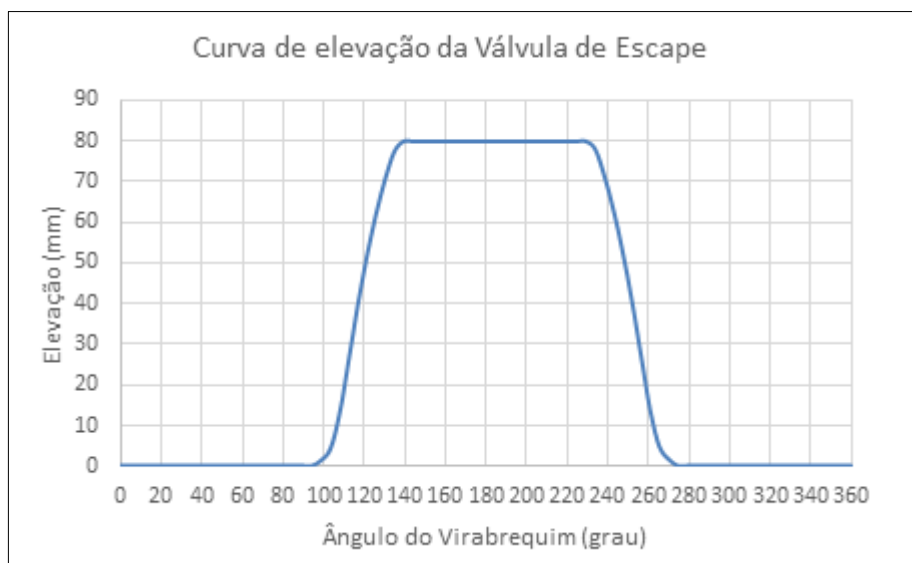
Fonte: o autor

Figura 4.13 - Processo de determinação do volume da câmara de combustão

4.8 Simulação cinemática do DMU

Sistema de acionamento da válvula de escape

Como a válvula de descarga do motor é acionada hidraulicamente, a sua curva de elevação para cada posição angular do virabrequim só pode ser obtida experimentalmente com o motor funcionando, instrumentando a válvula ou medindo-se a elevação do tucho de acionamento do atuador hidráulico. Neste estudo a curva de elevação da válvula de escape foi obtida através da simulação cinemática do eixo de cames do DMU girando a 98 RPM através do módulo KINEMATIC do software CATIA. A Fig. 4.14 mostra a curva de elevação da válvula de escape obtida com a simulação cinemática do eixo de cames do DMU. A válvula iniciou sua abertura no ângulo de $\sim 110^\circ$, atingiu sua elevação máxima de $\sim 80\text{mm}$ e fechou em $\sim 261^\circ$.



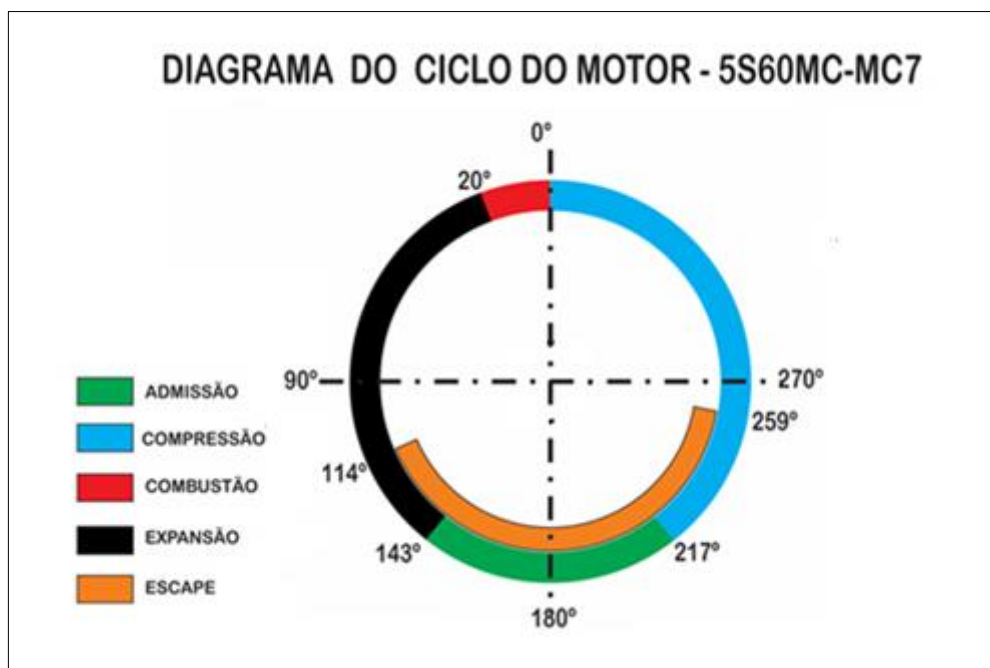
Fonte: o autor

Figura 4.14 - Curva de abertura e fechamento da válvula de escape simulada

4.9 Construção do diagrama do ciclo do motor

A fase fechado do ciclo se inicia com o fechamento da válvula de escape (EVC) e termina com a (EVO) abertura da válvula de escape (ANDERSEN, 2015). Para identificar estes ângulos foi construído o diagrama do ciclo do motor.

Com os dados obtidos experimentalmente na inspeção a bordo do navio e com a simulação do DMU foi construído o diagrama do ciclo do motor identificando o início e o termino de todos os processos que ocorrem no cilindro do motor: admissão, compressão, combustão, expansão e descarga. Verifica-se na Fig. 4.15 que a janela de admissão de ar inicia a sua abertura a $\sim 143^\circ$ e fecha-se a $\sim 217^\circ$. A válvula de escape inicia sua abertura a $\sim 114^\circ$ e está totalmente fechada a $\sim 259^\circ$. A válvula de escape e as janelas de admissão estão simultaneamente abertas durante um período de $\sim 74^\circ$, favorecendo a remoção dos gases queimados do cilindro. Segundo a MAN Diesel (2010c), o início estático da injeção de combustível ocorre a $\sim 350^\circ$, a combustão deve iniciar entre 2° e 3° após o TDC e ter duração de $\sim 20^\circ$.

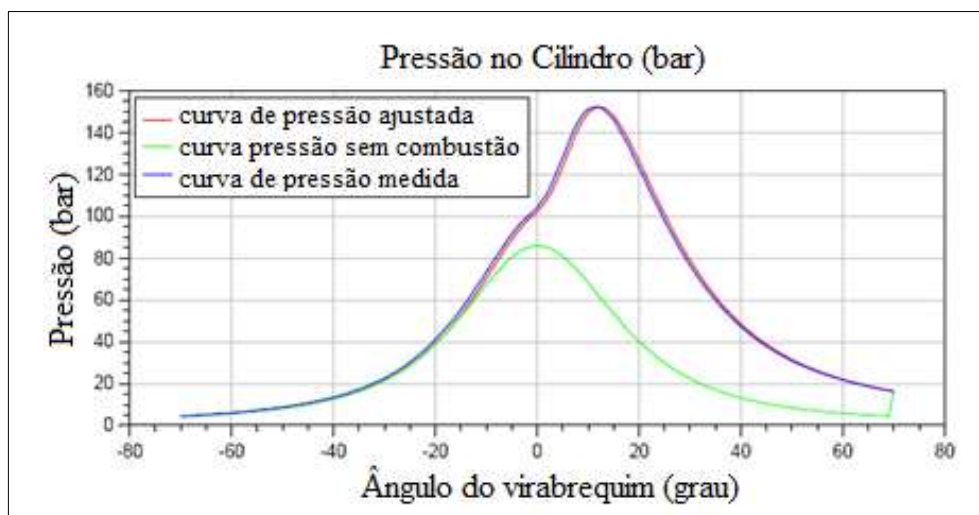


Fonte: o autor

Figura 4.15 - Diagrama do ciclo do motor do DMU

4.10 Validação do volume da Câmara do DMU e do ângulo de abertura e fechamento da válvula de escape

Com o objetivo de verificar se a curva de pressão medida correspondia aos dados geométricos do DMU, volume da câmara e a abertura e fechamento da válvula de escape foi utilizado o software comercial de simulação de motores BOOST versão 2016 da empresa AVL. A curva de pressão medida no motor real e os dados geométricos obtidos no DMU: diâmetro do cilindro, taxa de compressão, comprimento da biela, ângulo de abertura e fechamento da válvula de escape, foram inseridos no utilitário BURN do software para efetuar a análise da combustão. Para a análise o software modela a curva de pressão com o motor sem combustão e utiliza um algoritmo para otimizar a curva de pressão medida. O alvo da otimização é minimizar as diferenças entre a curva de pressão medida e a curva de compressão simulada, desde o fechamento da válvula de escape até o início da combustão (SOC) (AVL LIST GMBH, 2016). A Fig. 4.16 apresenta a curva de pressão medida que foi inserida no software, a curva de compressão sem combustão (modelada) e curva de pressão ajustada após corrigir os desvios de faseamento no TDC e na pressão de compressão antes do início da combustão.



Fonte: autor

Figura 4.16 – Processo de ajuste da curva de pressão medida no BOOST

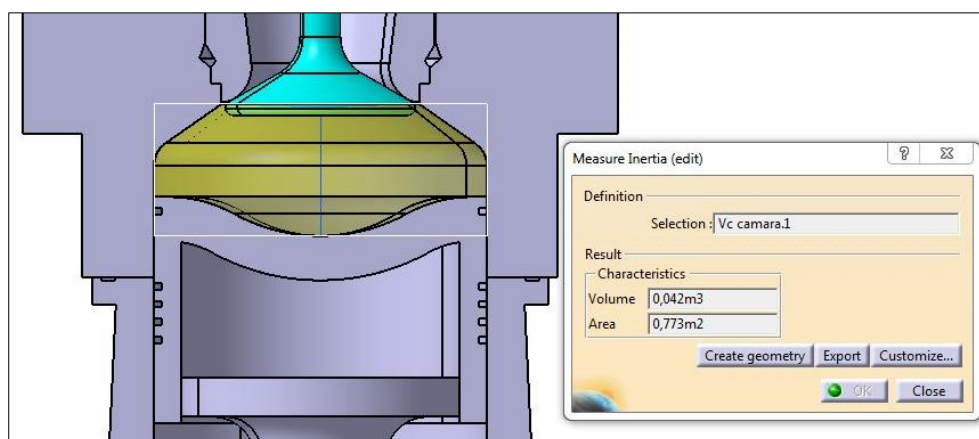
A tabela 4.2 apresenta os dados de entrada fornecidos ao software BOOST obtidos com o DMU e o resultado da análise. Os dados de entrada: volume da câmara foi determinado no item 4.7, a taxa geométrica de compressão através da equação. 5.2 e os ângulos de abertura e fechamento da válvula de escape do diagrama foram obtidos no diagrama do ciclo motor, Fig.4.15 da página 68 .

Tabela 4.2- Resultado obtidos pelo software BOOST

Dados de entrada (obtidos no DMU)	Entrada
Volume da câmara (m^3)	0,046
Taxa geométrica de compressão-nota1	16,8
EVC (grau)- entrada	260
EVO (grau)- entrada	114
Análise do BOOST	Resultados
Volume da câmara (m^3)	0,042
Desvio do TDC of set (grau)	0
Desvio da curva de pressão medida (bar)	0,1274

De acordo com os resultados o desvio de pressão da curva medida e a curva simulada foi de 0,1274 bar e o erro de faseamento da curva no TDC foi de zero indicando uma boa qualidade dos dados de entrada. O volume da câmara do DMU determinado no item 2.7 foi corrigido de

0,046m³ para valor calculado de 0,042m³. Os ângulos de abertura e fechamento da válvula de escape obtidos na simulação cinemática do DMU estão de acordo com a curva de pressão mediada. A Fig. 4.13 mostra o volume medido no DMU em amarelo após a correção da altura do bloco do motor e reiterando do volume da câmara o volume referente a parte da válvula de escape que fica na câmara.



Fonte: o autor

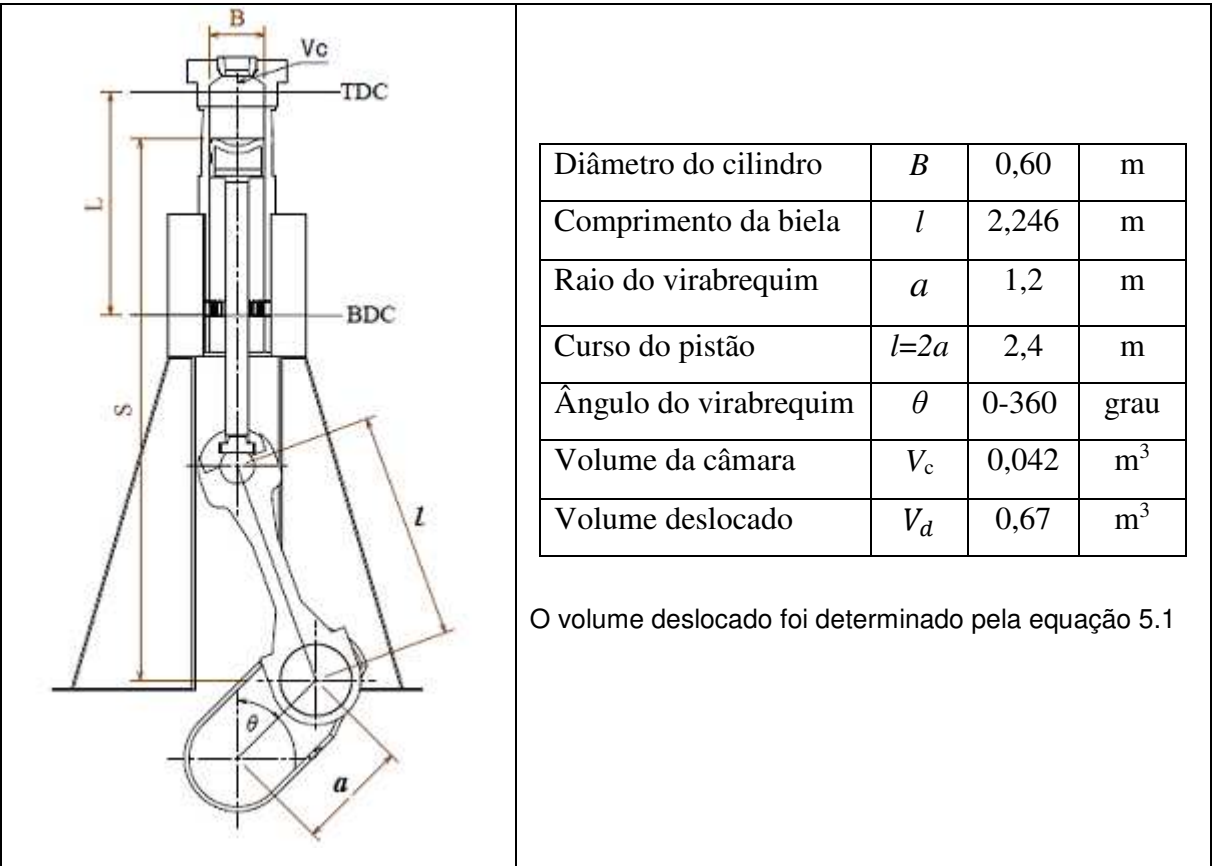
Figura 4.13 - Volume da câmara de combustão gerado e medido por software CAD 3D

5 MÉTODO PARA DETERMINAÇÃO DO DESEMPENHO

O desempenho do motor foi determinado através dos diagramas pV de cada cilindro. Os diagramas foram construídos com as pressões medidas e o volume instantâneo $V(\theta)$ calculado através dos parâmetros geométricos do motor.

5.1 Parâmetros geométricos do motor

Os parâmetros geométricos do motor 5S60MC-MC7 são mostrados na Fig. 5.1. O volume da câmara de combustão não está disponível na literatura técnica do motor foi determinado através do DMU no item 4.12 .



Fonte: autor

Figura 5.1 - Parâmetros geométricos do motor.

5.2 Determinação do volume instantâneo $V(\theta)$

O volume deslocado (V_d) que corresponde ao volume determinado pelo êmbolo durante o seu curso do ponto morto inferior (BDC) ao ponto morto superior (TDC) é calculado pela equação

$$V_d = \frac{\pi}{4} B^2 L \quad (5.1)$$

O volume da câmara (V_c) é o volume do cilindro quando o pistão está no TC, isto é, o volume determinado pelo cabeçote, a parede do cilindro, e a superfície do pistão. A taxa de compressão geométrica (r_c) é um importante parâmetro que influencia na eficiência do motor e é determinada pela equação:

$$r_c = \frac{(V_d + V_c)}{V_c}. \quad (5.2)$$

O volume instantâneo do cilindro para cada ângulo θ do virabrequim é obtida pela equação

$$V(\theta) = V_c + \frac{\pi B^2}{4} (l + a - s(\theta)) \quad (5.3)$$

A distância $S(\theta)$ entre centro do virabrequim e o pino do pistão é obtida pela equação

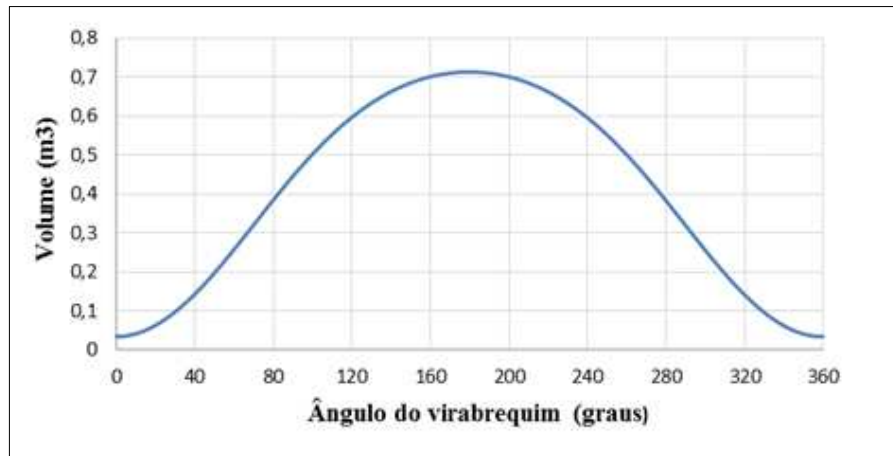
$$S(\theta) = a \cos \theta + \sqrt{l^2 - a^2 \sin^2 \theta} \quad (5.4)$$

Outras relações geométricas importantes são: a relação do diâmetro do cilindro com o curso do pistão (B/L) e a razão entre comprimento da biela e o raio do virabrequim (C/A). O raio do virabrequim está relacionado com o curso do pistão através da relação $l = 2a$.

A partir das relações geométricas e rearranjando as equações o volume instantâneo do cilindro $V(\theta)$ é determinado

$$V(\theta) = V_d \left[\frac{1}{r_c - 1} + \frac{1}{2} \left(\frac{l}{a} + 1 - \cos \theta - \sqrt{\left(\frac{l}{a}\right)^2 - \sin^2 \theta} \right) \right] \quad (5.5)$$

A Fig. 5.2 mostra a curva do volume determinada com teta variando de 0° a 360° . Obtendo no TDC, $V(0^\circ) = 0,042 \text{ m}^3$ no BDC, $V(180^\circ) = V_c + V_d = 0,712 \text{ m}^3$.



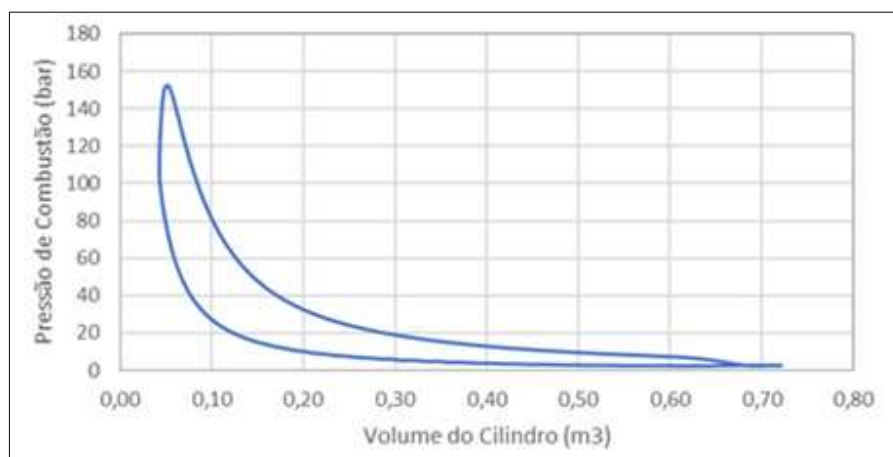
Fonte: o autor

Figura 5.2 - Volume do cilindro em função do ângulo do virabrequim

5.3 Construção dos Diagramas Indicadores

Diagrama p-V

O diagrama pV foi construído com a pressão média de 10 ciclos medida a cada 0,5 grau de deslocamento do virabrequim, com o motor operando a 98 RPM e o volume foi determinado pela Eq. 5.5. A área interna do diagrama indicador é equivalente ao trabalho indicado desenvolvido pelo pistão e não existe perdas para o bombeamento do gás para o cilindro. A Fig. 5.3 mostra um exemplo do diagrama que foi construído para todos os cilindros.



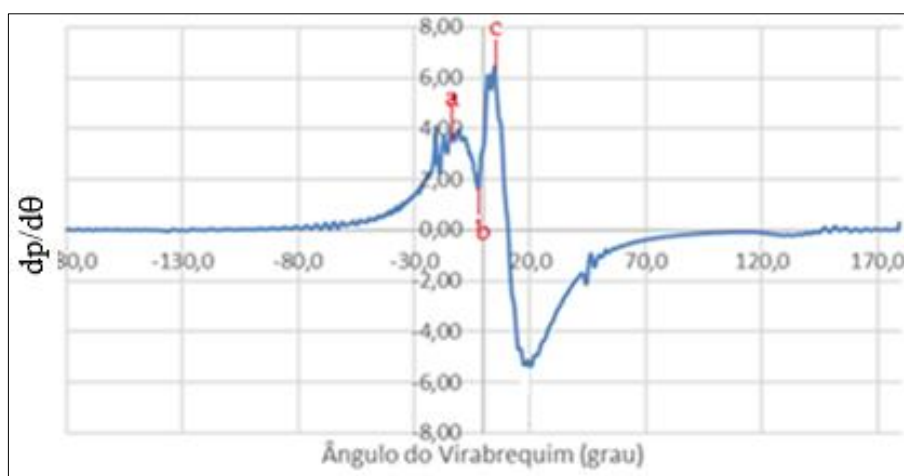
Fonte: o autor

Figura 5.3 - Diagrama p-V exemplo

5.4 Início da injeção de combustível - diagrama $dp/d\theta$

O ângulo correspondente ao início da injeção de combustível pode ser verificado através do diagrama ($dp/d\theta$), ponto (a) da curva onde a pressão diminui devido ao calor gasto para vaporizar o combustível e o ponto (b) início aproximado da combustão, local de ponto de inflexão da curva após o início da injeção de combustível. Porém, a derivada da pressão introduz mais oscilações na curva que dificultam a identificação deste ponto (RAKOPOULOS; ANTONOPOULOS; RAKOPOULOS, 2007).

O início da injeção de combustível foi determinado através do diagrama $dp/d\theta$. A Fig. 5.4 mostra um exemplo do diagrama ($dp/d\theta$) construído e os pontos de interesse. O ponto (a) de $\sim 10^\circ$ antes do TDC corresponde ao início da injeção de combustível, no ponto (b) iniciou a sua queima $\sim 2,5^\circ$ antes do TDC. O ponto (c) $\sim 5^\circ$ após o TDC corresponde ao ponto de maior taxa de pressão $\sim 6,9$ bar.



Fonte: o autor

Figura 5.4 - Diagrama $dp/d\theta$ exemplo

5.5 Parâmetros de desempenho

Pressão de compressão (Pcomp)

O ponto (a) do diagrama $dp/d\theta$, ponto de máximo da curva de pressão antes do início da injeção de combustível, foi utilizado para indicar a pressão de compressão.

Pressão máxima (Pmax)

Foi considerado como pressão máxima o valor máximo obtido com a média dos 10 ciclos medidos de cada cilindro.

Trabalho indicado (W_i)

O trabalho indicado foi determinado pela equação 5.6

$$W_i = \sum_{j=0}^{n-1} \frac{p_{j+1} + p_j}{2} (V_{j+1} - V_j) \quad (5.6)$$

Pressão média indicada (IMEP)

A pressão média indicada (IMEP) foi determinada pela equação 5.7

$$IMEP = \frac{1}{V_d} \sum_{j=0}^{n-1} \frac{p_{j+1} + p_j}{2} (V_{j+1} - V_j) \quad (5.7)$$

Potência indicada (Pi)

A potência indicada foi calculada com a equação 2.10

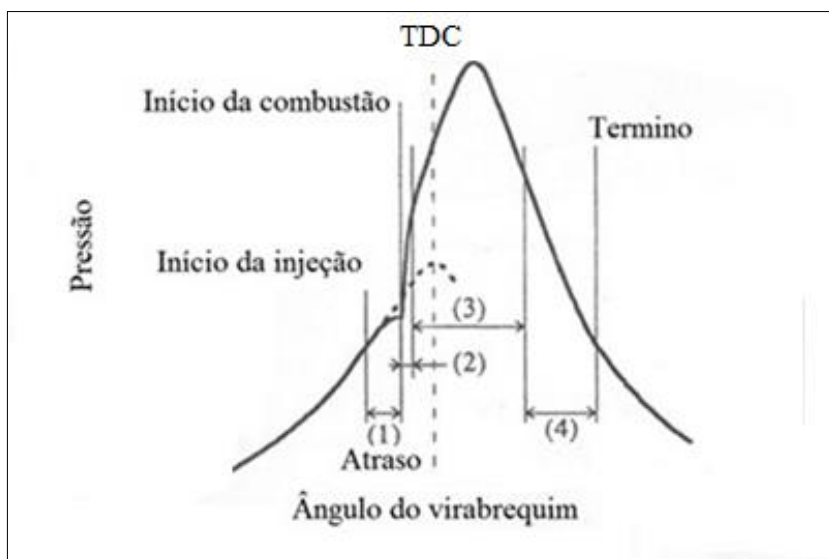
6 MÉTODO DE CARACTERIZAÇÃO DO PROCESSO DE COMBUSTÃO

A combustão deve liberar a energia química do combustível num pequeno intervalo de tempo entre a compressão e a expansão, produzindo alta pressão, alta temperatura e gases queimados que se expandem no cilindro e transferem trabalho para o *pistão*. O processo de combustão deve ser rápido, ocupar uma pequena fração do tempo total do ciclo, e ter mínima variação de um ciclo para o outro. A formação de emissões está intimamente relacionada com os detalhes deste processo no cilindro

Nos motores de ignição por compressão (IC) a combustão é complexa, pois a vaporização do combustível líquido e sua mistura com o ar ocorrem simultaneamente. O combustível é injetado no interior do cilindro próximo ao final do curso de compressão. O jato de combustível líquido injetado atravessa o ar em alta pressão e temperatura, vaporiza e se mistura continuamente com o ar. O processo de combustão se inicia com autoignição de porções da mistura, no desenvolvimento do combustível injetado e vaporizado pelo ar quente que se espalha rapidamente. A queima torna-se contínua à medida que o ar e o combustível se misturam numa proporção adequada. A taxa de mistura ar/combustível exerce o controle do processo de combustão (HEYWOOD, 1988)

6.1 Processo de combustão no motor IC

O processo de combustão no motor de ignição por compressão com ciclo de dois tempos é essencialmente o mesmo que no motor diesel de quatro tempos. No motor típico de injeção direta, quatro fases distintas do processo de combustão podem ser identificadas através da filmagem do processo, com equipamentos de alta velocidade ópticos ou laser. De acordo com o estudo de HEYWOOD (1999), o processo de combustão de um motor diesel possui quatro fases. Os pontos de início e término de cada fase são obtidos com precisão no diagrama da taxa de liberação de calor. A Fig. 6.1 mostra as quatro fases na curva de pressão, e a Fig. 6.2 mostra os pontos de início e término de cada fase na curva da taxa de liberação de calor



Fonte: Adaptado de Heywood (1988)

Figura 6.1 - Curva de pressão versus ângulo do virabrequim mostrando as quatro fases do processo de combustão do motor com injeção direta, ciclo diesel de 4 tempos e alta rotação

Fase (1) - Atraso da combustão

É o tempo entre o início da injeção de combustível na câmara de combustão e o início da liberação de energia. O início da injeção geralmente é determinado a partir de um instrumento indicador do levantamento da agulha do injetor. O início da combustão pode também ser determinado a partir do diagrama de $p-\theta$, conforme a Fig. 6.1, quando a pressão do cilindro inverte o sentido bruscamente. Durante o período de atraso da ignição, os jatos de combustível, na fase líquida, injetados se desintegram e atomizam em pequenas gotas. Estas movem-se e se misturam com o ar quente na câmara de combustão, iniciando a vaporização. Durante este período, a pressão do cilindro é ligeiramente reduzida, abaixo do valor que ela teria se o motor fosse movido sem ignição, devido ao processo de vaporização do combustível e sua mistura com o ar. A autoignição ocorre em seguida, quando a mistura ar-combustível e o tempo de exposição forem adequados, provocando a liberação de energia através das reações químicas. A temperatura do ar é uma variável crítica para iniciar a ignição espontânea, reduzindo o atraso do início da combustão.

Fase (2) - Combustão rápida ou de pré-mistura

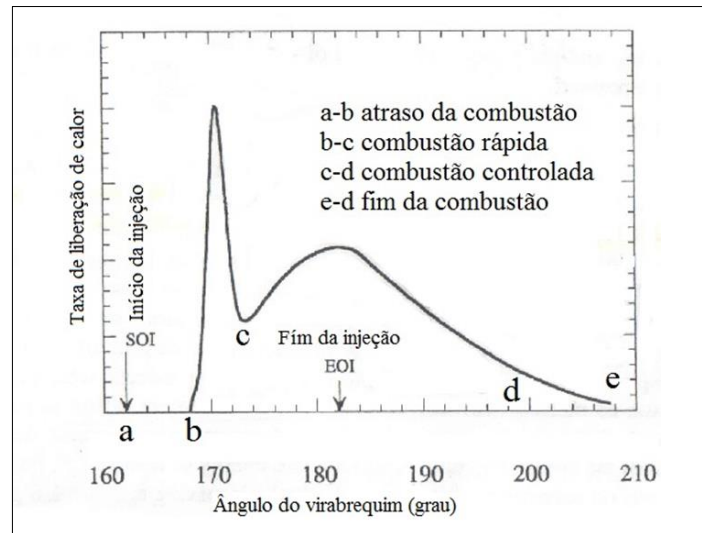
Esta fase é caracterizada pelo aumento rápido da pressão devido a rápida liberação de energia química do combustível que teve tempo de evaporar e se misturar com o ar durante o período de atraso da combustão. A velocidade de liberação de energia é controlada pela cinética das reações químicas em cadeia. Pouco tempo depois formam-se chamas de difusão em vários locais perto da pulverização e rapidamente se espalham no entorno de cada spray, queimando os produtos da reação química da porção rica do spray. Elas se difundem para o exterior do spray, onde há região com excesso de ar.

Fase (3) - Controlada pela formação da mistura

O combustível e o ar que se misturou durante o atraso da combustão queimou rapidamente na fase 2, a combustão continua aumentando e a taxa de liberação de calor gradualmente diminui. Vários processos são envolvidos, a taxa de queima é controlada, principalmente pelo processo de formação da mistura ar- combustível. A taxa de queima e liberação de calor durante esta fase depende de parâmetros que afetam a formação da mistura ar-combustível (a geometria do furo do injetor, pressão de injeção de combustível, taxa de turbulência do ar) e não dos parâmetros que afetam basicamente a taxa de reações químicas (como a temperatura do ar no final da compressão, a qualidade da ignição do combustível, quantificada pelo número de cetano do combustível).

Fase (4) - Final da combustão

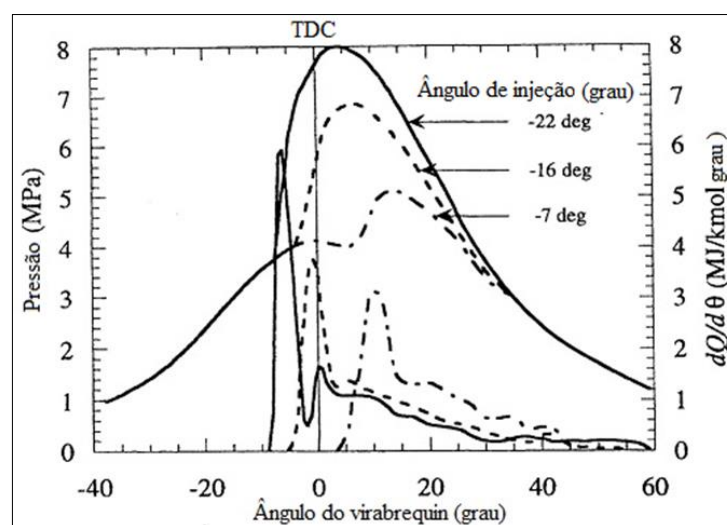
Muitas observações experimentais mostram que, após o fim da injeção, a taxa de liberação de calor diminui lentamente no curso de expansão. Análise através de fotografias e filmes de alta velocidade do spray de combustível injetado num fluxo turbulento de ar, gerados por máquinas de compressão rápida, sugere que no final do processo de combustão, apenas uma pequena fração de combustível pode ainda ser queimada. Embora, a taxa de expansão do volume do cilindro seja elevada, a temperatura dos gases no cilindro diminui rapidamente, e a cinética do processo de queima torna-se muito lento. Esta última fase da combustão no motor diesel ainda não é bem compreendida (HEYWOOD, 1999). A Fig. 6.2 mostra as fases da combustão vistas através do diagrama da taxa de liberação de calor.



Fonte: Adaptado de Heywood (1999).

Figura 6.2 – Taxa de liberação de calor de um motor com injeção direta, ciclo diesel de 4 tempos e alta rotação mostrando as quatro fases do processo de combustão

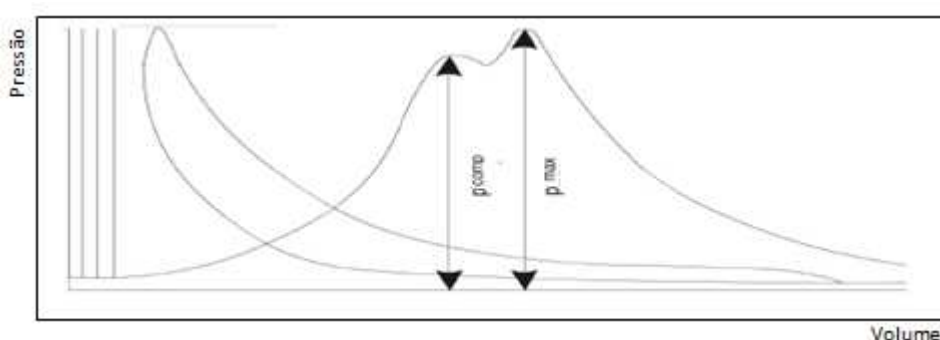
O motor diesel de quatro tempos, dependendo do tempo de injeção de combustível, da carga e da rotação do motor a forma da curva de liberação de calor modifica significativamente. Contudo, geralmente mostra as duas fases da combustão, identificadas como fase rápida ou pré-mistura e a fase controlada pela formação da mistura, independente da condição de operação. A Fig. 6.3 mostra a o perfil da curva da taxa de liberação de calor de um motor diesel quatro tempos modificada devido ao avanço da injeção de combustível.



Fonte: adaptado de Heywood (1999)

Figura 6.3 – Taxa de liberação de calor de um motor com injeção direta, ciclo diesel de 4 tempos com avanço na injeção de combustível

Para os motores tipo S-MC, foi necessário atrasar o ponto de ignição para 2-3 ° após TDC, para manter o aumento de pressão, P_{comp} - P_{max} , dentro dos 35 bar especificados, mantendo a combustão ideal e, portanto, baixo consumo de combustível. Devido à perda de calor para a vaporização do combustível o diagrama mostrado na Fig. 6.4 mostra os dois picos de pressão, pressão de compressão (P_{comp}) e a pressão máxima (P_{max}) de um diagrama real traçado com indicador mecânico. Seus valores são medidos no diagrama com uma régua graduada com escala igual à constante da mola (MAN DIESEL,2010c).



Fonte: MAN Diesel (2010c)

Figura 6.4 - Diagrama p-V e p-θ típico obtido com o aparelho indicador mecânico.

6.2 Modelo para determinar a taxa de liberação de calor

A análise da taxa de liberação de calor é um procedimento que usa a curva de pressão do cilindro para determinar a velocidade com que o calor é liberado na câmara de combustão. A ideia básica é estudar a elevação da pressão deduzindo os efeitos conhecidos, como mudança de volume, transferência de calor e fluxo de gás pelas fendas e anéis do pistão, deixando a combustão como o efeito remanescente que produzirá o aumento da pressão. Os efeitos que influenciam na pressão são deduzidos com base na análise termodinâmica dos processos, e os modelos mais utilizados são de uma zona (ERIK ; NIELSEN, 2014).

A taxa líquida de liberação de calor ($\frac{dQ_n}{dt}$) é determinada com base na primeira lei da termodinâmica e na lei dos gases ideais através de modelos 1D. O conteúdo do cilindro é considerado uma mistura homogênea de gases, sem variação da massa durante a fase fechada do ciclo e não considera as perdas de calor pelas paredes do cilindro $dQ_{ht} = 0$

(ABBASZADEHMOSAYEBI; GANIPPA, 2014; JOHANSSON, 2017). Este método foi desenvolvido por KRIEGER E BORMAN (1967) citado por ERIKSSON E NIELSEN (2014) e tem sido utilizado até hoje em várias aplicações. Recentemente, GAO et al. (2016), OLIVEIRA et al.(2017), PASQUALETTE (2017) e RAKOPOULOS et al. (2011) utilizaram a taxa aparente de liberação de calor (AHR) para análise da combustão. FINESSO (2017) utilizou o ponto onde 50% da massa de combustível é queimada (CA50) para controlar a combustão e SEUNGSUK (2015) para determinar o início da combustão.

Aplicando a primeira lei da termodinâmica para um sistema aberto obtemos a equação

$$\frac{dQ}{dt} - p \frac{dV}{dt} + \sum \dot{m}_i h_i = \frac{dU}{dt} \quad (6.1)$$

onde dQ/dt é a taxa de energia que sai do sistema, $p (dV/dt)$ é o trabalho realizado, e $\dot{m}_i$ é fluxo de massa que entra e sai do sistema, h_i é a entalpia específica do fluxo i e U é a energia interna do sistema. A equação (3.1) pode ser rearranjada e expressa conforme a equação

$$\frac{dQ_n}{dt} - \frac{dQ_{ch}}{dt} - \frac{dQ_{ht}}{dt} = p \frac{dV}{dt} - \dot{m}_f h_f - \frac{dU}{dt} \quad (6.2)$$

onde a taxa aparente de liberação de calor, dQ_n/dt , que é a diferença entre a taxa total dQ_{ht}/dt e a taxa de calor transferido pelas paredes dQ_h/dt , igual ao trabalho realizado pelo pistão mas a variação da energia interna do sistema devido ao fluxo de massa que entra e sai do sistema. Durante a combustão na fase fechada do ciclo, quando a válvula de escape e as janelas de admissão estão fechadas, os únicos fluxos de massa pelo sistema são: a massa de combustível injetada e a massa de gás que passa pelas folgas dos anéis. Admitindo que não haja fluxo de massa pelos anéis e o que calor sensível ou entalpia do combustível injetado é pequeno comparado com os outros o termo $(\dot{m}_f h_f)$ pode ser desprezado na equação

$$\frac{dQ_n}{dt} = \frac{dQ_{ch}}{dt} - \frac{dQ_{ht}}{dt} = p \frac{dV}{dt} - \frac{dU}{dt} \quad (6.3)$$

A taxa de calor transferido para as paredes do cilindro não é considerada no cálculo da taxa líquida de liberação de calor, a equação 6.3 pode ser simplificada e expressa na forma da equação

$$\frac{dQ_n}{dt} = p \frac{dV}{dt} - \frac{dU}{dt} \quad (6.4)$$

Assumindo o conteúdo do cilindro como um gás ideal se obtém a equação

$$\frac{dQ_n}{dt} = p \frac{dV}{dt} - m C_v \frac{dT}{dt} \quad (6.5)$$

Da equação do gás ideal, $pV=mRT$, assumindo R constante durante o período da combustão, obtém-se a equação

$$\frac{dp}{p} + \frac{dV}{dt} = \frac{dT}{T} \quad (6.6)$$

Usando a equação 6.6 para eliminar a temperatura na equação 6.5 obtemos a equação

$$\frac{dQ_n}{dt} = \left(1 + \frac{C_v}{R}\right) p \frac{dV}{dt} + \frac{C_v}{R} V \frac{dp}{dt} \quad (6.7)$$

Substituindo C_v na equação 6.7 pela razão entre os calores específicos $\gamma = C_p/C_v$ obtemos a equação da taxa aparente de liberação de calor em função da pressão

$$\frac{dQ_n}{dt} = \frac{\gamma}{\gamma - 1} p \frac{dV}{dt} + \frac{1}{\gamma - 1} V \frac{dp}{dt} \quad (6.8)$$

6.3 Método de determinação da taxa aparente de liberação de calor ($\frac{dQ_{AHR}}{d\theta}$)

A pressão do cilindro é geralmente sincronizada com o ângulo do virabrequim e o volume, é conveniente seleccionar (θ) como variável independente na equação 6-8 e renomear para taxa aparente de liberação de calor ($\frac{dQ_{AHR}}{d\theta}$)

$$\frac{dQ_{AHR}(\theta)}{d\theta} = \frac{\gamma}{\gamma - 1} p(\theta) \frac{dV(\theta)}{d(\theta)} + \frac{V(\theta)}{\gamma - 1} \frac{dp(\theta)}{d(\theta)} \quad 6.9$$

O calor liberado $Q_{AHR}(\theta)$ é calculado integrando a taxa líquida de calor, iniciando de EVC até o ângulo (θ) desejado. Não é necessário iniciar a integração no EVC, um ângulo arbitrário entre o EVO e o início da combustão pode ser utilizado (ERIKSSON; NIELSEN, 2014).

$$Q_{AHR}(\theta) = \int_{\theta_{EVC}}^{\theta} \frac{dQ_{AHR}(\theta)}{d\theta} d\theta \quad 6.10$$

A derivada da curva de pressão $p_i = p(\theta_i)$ é determinada pela equação

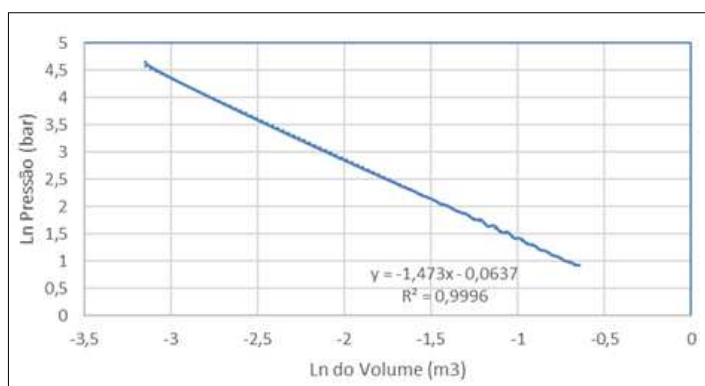
$$\frac{dp\theta_i}{d\theta} = \frac{p(\theta_{i+1}) - p(\theta_{i-1})}{\theta_{i+1} - \theta_{i-1}} \quad 6.11$$

A derivada da curva do volume $V(\theta)$ é determinada pela equação

$$\frac{dV(\theta)}{d(\theta)} = \frac{1}{2} V_d \sin\theta \left[1 + \frac{\cos\theta}{\sqrt{\frac{l^2}{a^2} - \sin^2\theta}} \right] \quad 6.12$$

6.3.1 Razão entre os calores específicos (γ)

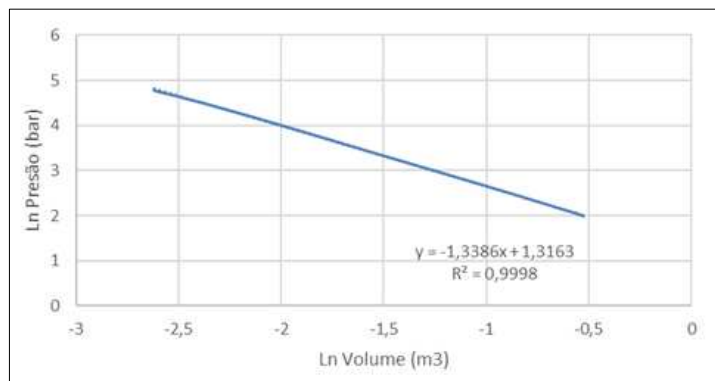
Quando se analisa os gases do cilindro utilizando a primeira lei da termodinâmica, é importante ter uma boa descrição de como o trabalho, temperatura e pressão se relacionam entre si. Isto é feito através das propriedades termodinâmicas onde $\gamma = \frac{c_p}{c_v}$ e R são as mais importantes (ABBASZADEHMOSAYEBI; GANIPPA, 2014). O valor de γ foi obtido do gráfico p-V em escala logarítmica. A inclinação, das partes lineares, do gráfico (Fig.6.5 e Fig. 6.6) durante os tempos de compressão (1,470) e expansão (1,33) representam os respectivos valores de γ . A média dos valores obtidos de gama (1,4058) foi utilizada no cálculo da taxa de liberação de calor.



Fonte: o autor

Figura 6.3- Coeficiente politrópico da fase de compressão

A figura 6.4 mostra o coeficiente politrópico obtido de 1,33 na fase de expansão do ciclo.



Fonte: o autor

Figura 6.4– Coeficiente politrópico da fase de expansão do ciclo

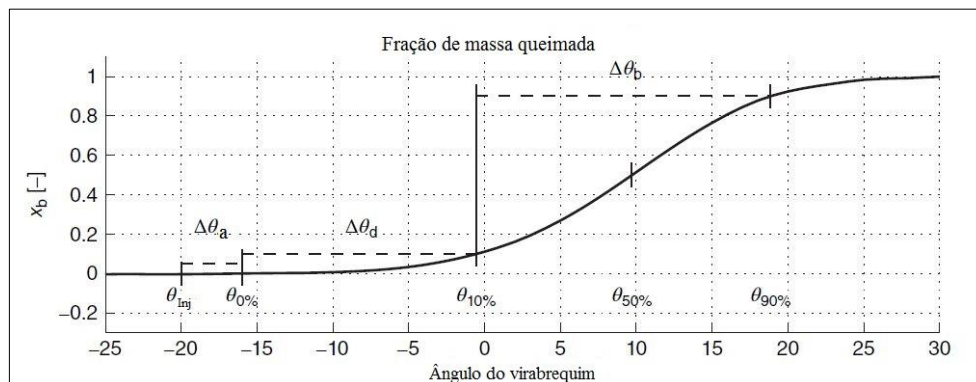
6.4 Caracterização da fração de massa queimada

O perfil da curva de liberação de calor é frequentemente especificado em função do ângulo do virabrequim através de uma curva normalizada chamada de fração de massa queimada $X_b(\theta)$, que inicia em 0 antes da combustão e termina em 1 quando a combustão acaba. Assumindo que a fração de massa queimada é proporcional ao calor liberado e a relação pode ser determinada pela Eq. 6.13 (ERIKSSON; NIELSEN, 2014).

$$X_b(\theta) = \frac{Q_{AHR}(\theta)}{\max Q_{AHR}(\theta)} \quad (6.13)$$

6.5 Caracterização do processo de combustão – métrica

Para caracterização da combustão é necessário conhecermos a posição de cada fase do processo e a forma que o calor é liberado em relação ao deslocamento angular do virabrequim. Os principais parâmetros são: parâmetros: θ_{SI} – ângulo onde ocorre a injeção de combustível, $\Delta\theta_0$ - atraso na combustão, $\Delta\theta_D$ - intervalo de desenvolvimento da combustão rápida, CA50 - ângulo onde ocorre a queima de 50% da massa, $\Delta\theta_B$ – período efetivo da combustão . A modificação destes parâmetro permite otimizar o processo da combustão. A Fig. 6.5 mostra a localização destes parâmetros na curva da fração de massa queimada.



Fonte: Adaptado de ERIKSSON E NIELSEN (2014)

Figura 6.5 – Localização dos parâmetros da combustão na curva $X_b(\theta)$

Ponto da injeção de combustível (θ_{inj}) - Ângulo do virabrequim onde corresponde ao início da injeção.

Atraso de ignição $\Delta\theta_a$: Intervalo angular do virabrequim desde injeção até o início da combustão, quando se tornar visível na curva $X_b(\theta)$.

Ângulo de desenvolvimento da chama $\Delta\theta_d$: Intervalo angular do virabrequim desde a ignição até atingir 10% da massa de combustível queimada.

Ângulo de queima rápida $\Delta\theta_r$: Intervalo angular do virabrequim onde ocorre a queima de 10% até 90% da massa de combustível.

MFB 50 $\theta_{50\%}$: O ângulo do virabrequim onde 50% da massa de combustível foi queimada. Isso geralmente é usado como um indicador da posição de combustão.

7 RESULTADOS E DISCUSSÃO

Neste capítulo serão apresentados os resultados obtidos referentes ao desempenho do motor e análise da combustão. O desempenho do motor foi determinado através do diagrama pV conforme o procedimento comparando os dados medidos, após a correção para as mesmas condições operacionais, com os dados obtidos no teste de fábrica. A caracterização do processo de combustão foi efetuada usando o modelo da taxa líquida de liberação de calor.

7.1 Desempenho

A tabela 7.1 mostra o resumo dos resultados do desempenho

Tabela 7.1 Resumo dos resultados

		Cil. 1	Cil. 2	Cil. 3	Cil. 4	Cil. 5	Média	Referência
Pmax	bar	152,4	153,4	151,7	153,4	154,0	153,0	142,6
Pcomp	bar	107,6	106,5	105,2	106,5	106,9	106,5	121,8
IMEP	bar	17,37	16,31	16,40	17,18	16,04	16,66	14,89
Pi	bar	1938,55	1825,63	1832,38	1917,48	1794,06	1861,62	1708,2
FPI	-	71	71	71	70	74	71,4	61
Ar lavagem	bar	2	2	2	2	2	2	1,96
Rotação	RPM	98,65	98,99	98,77	98,66	98,05	98,62	101,4

Fonte: autor

FPI - índice da bomba injetora é o valor da graduação existente na haste de acionamento da bomba injetora de combustível no cilindro, que indica a quantidade de combustível fornecido.

Referência - valores obtidos no teste de fábrica do motor.

7.2 Análise do desempenho

A análise do desempenho do motor foi feita comparando os dados medidos com os dados obtidos no teste de fábrica e prova de mar do navio, 101,4 rpm correspondendo a 90% da carga. Para se diagnosticar a causa das divergências os parâmetros foram analisados individualmente e associados a outros que podem interferir indiretamente ou diretamente nestes (MAN DIESEL, 2010b).

Rotação e Pressão média indicada (IMEP)

A rotação e a pressão média indicada são os principais parâmetros para se estimar a carga a que está submetido o motor. Verifica-se na Tab. 7.1 que o motor operando com a rotação de 98 rpm apresentou um IMEP médio de 16,6 bar superior ao IMEP médio do teste de fábrica de 14,89 bar operando com 102,4 rpm. O fabricante recomenda que o desvio seja no máximo de 0,2 bar, entre os cilindros, e que não se ultrapasse o valor médio obtido no teste de fábrica operando aproximadamente nas mesmas condições de carga. Vamos analisar os parâmetros que influenciam diretamente na pressão média indicada: pressão de compressão, pressão máxima de combustão e a quantidade de combustível injetado no cilindro do motor.

Pressão de Compressão (Pcomp)

A média das pressões de compressão medida de 106 bar está abaixo do valor médio obtido no teste de fábrica de 121,8 bar para um IMEP de 14,89. Para motores de pressão constante, a pressão de compressão medida individualmente nos cilindros pode desviar de 2 a 4 bar da média dos valores medidos, como uma consequência natural das vibrações do gás no coletor de admissão. Desvios podem ser provocados por uma redução da pressão de ar de lavagem ou por defeitos mecânicos nos componentes dos motores (anéis, válvula de escape defeituosa etc.). É possível distinguir a causa através do cálculo da relação entre a pressão de compressão absoluta e a pressão de ar de lavagem absoluta. Esta relação é calculada em primeiro lugar para o motor “novo” a partir dos resultados do banco de provas. A relação entre a pressão de compressão e a pressão de ar de lavagem com o motor novo foi de 41,6 e a relação atual obtida de 33,46 está abaixo, indicando um desgaste mecânico nos anéis e cilindro do motor.

Pressão Máxima (Pmax)

A média da pressão máxima medida de 153,02 bar está acima do valor medido no teste de fábrica de 142,60. O fabricante recomenda avançar o início da injeção para compensar o desgaste mecânico dos componentes.

Índice da bomba injetora (FPI)

A curva de referência do teste de fábrica apresenta a relação entre o índice médio da bomba injetora e a pressão média indicada. Desvios da curva indicam as condições mecânicas do sistema de injeção de combustível ou nas propriedades físicas do óleo combustível (SEUNGSUK; KYUNGHAN; SUNWOO, 2015). É recomendado revisar as bombas injetoras, incluindo troca do seu êmbolo/cilindro, quando o índice aumentar o seu valor em aproximadamente 10% . O motor analisado está próximo da revisão do sistema de injeção de combustível pois a maioria dos cilindros estão com 9,2% acima do valor de referência (65).

Potência Indicada (Pi)

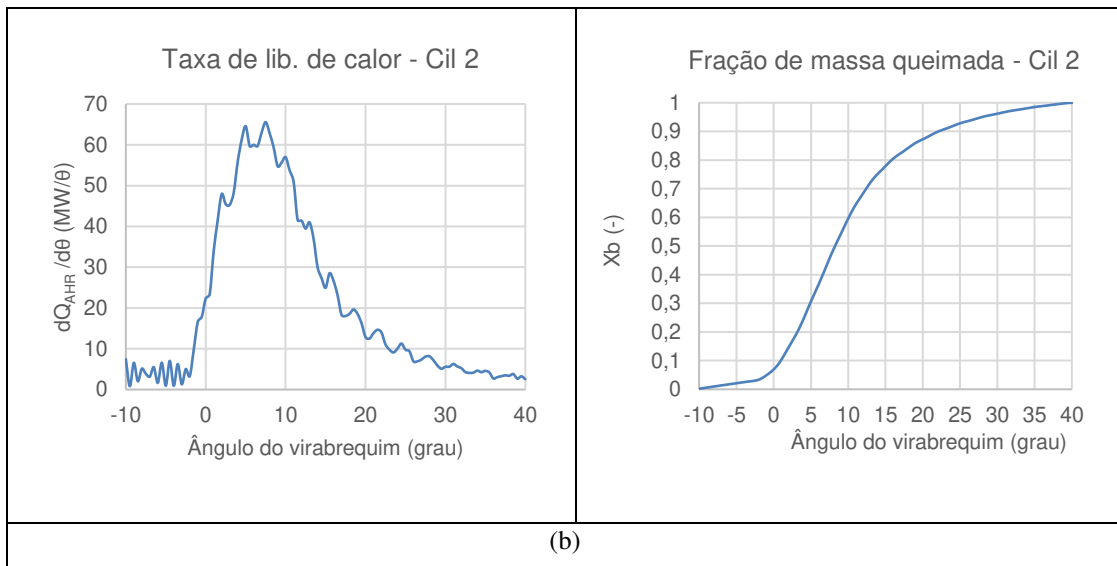
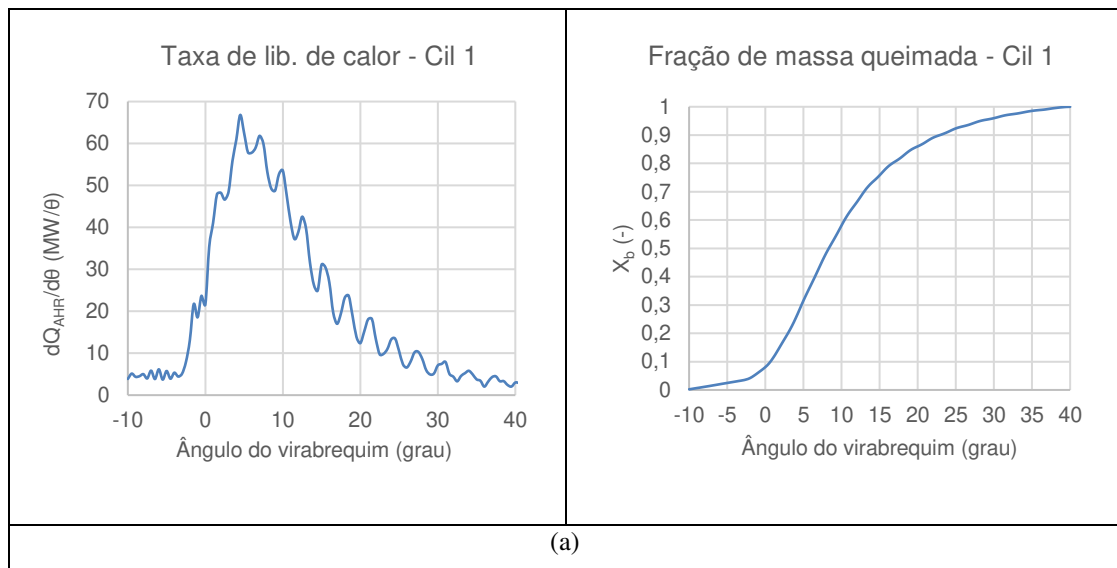
A Pi média determinada de 1861 kW está acima do valor obtido de referência obtido no teste de fábrica de 1708,2 kW. Indicando uma sobrecarga do motor

7.3 Taxa de liberação de calor ($\frac{dQ_{AHR}(\theta)}{d\theta}$) e Fração de massa queimada ($X_b(\theta)$)

A taxa líquida de liberação de calor $\frac{dQ_{AHR}(\theta)}{d\theta}$ foi determinada através da pressão medida, durante a fase fechada do ciclo, utilizando a equação 6-9. Segundo o fabricante do aparelho indicador, pequenas oscilações da pressão podem ocorrer devido a ressonância gerada pela válvula onde é conectado o aparelho. Esta oscilação é ampliada quando se deriva a curva de pressão para se obter sua taxa e desaparece com a integração para obter a fração de massa queimada.

A fração de massa de combustível queimado $X_b(\theta)$ foi obtida pela equação 6.13. A curva da fração de massa queimada normalizada foi utilizada para caracterizar o processo de

combustão dos cilindros. Considerou-se o início da combustão (SOC) o ângulo correspondente a 10% da massa queimada. Para a posição da combustão foi considerado o ângulo (CA50), onde ocorreu 50% da massa queimada e a duração da combustão o intervalo de queima de 10% a 90% de massa queimada. A Fig. 7.1 mostra as curvas da taxa aparente de liberação de calor e as frações de massa queimada normalizadas do motor 5S60-MC, operando com rotação de 98 rpm e IMEP médio de 16,6 bar.



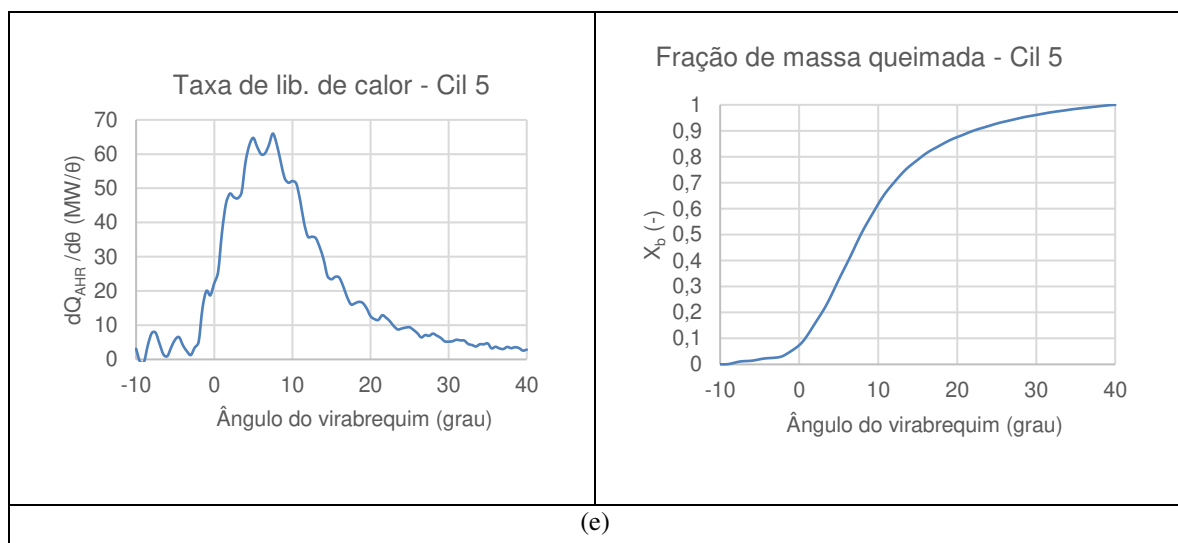
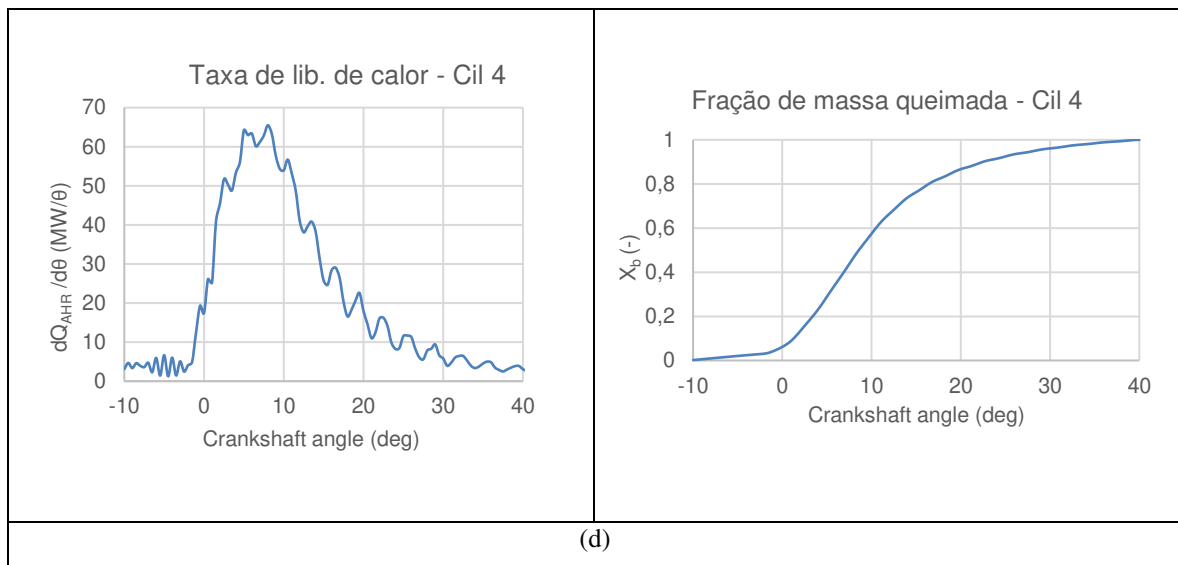
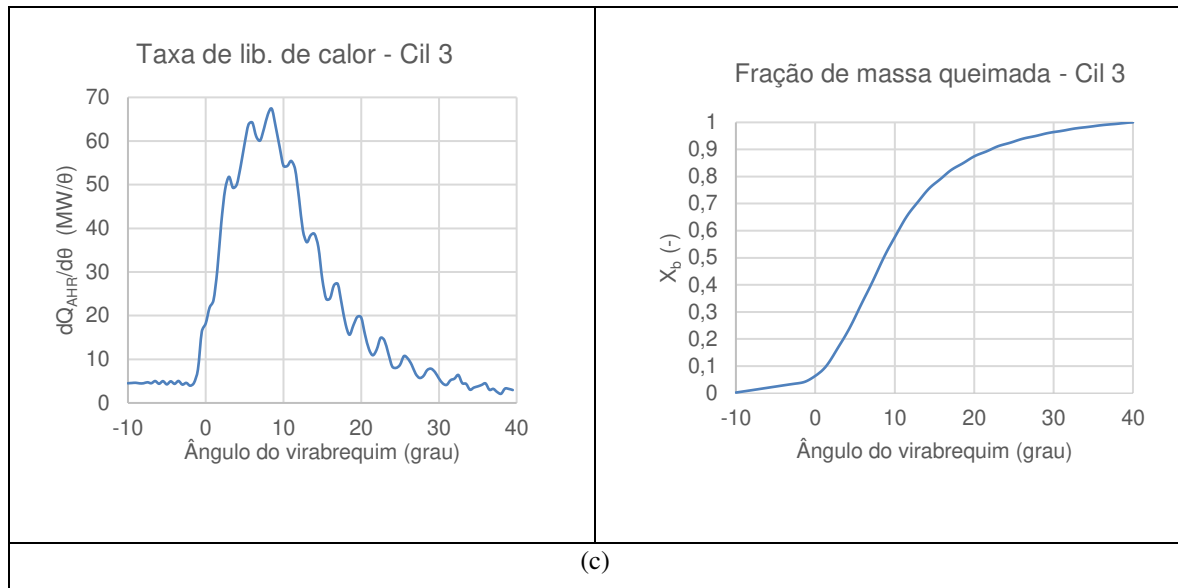


Figura 7.1 - Taxa aparente de liberação de calor e fração de massa queimada normalizada,

A tabela 7.2 apresenta parâmetros métricos da combustão obtidos através da figura 7.1.

Tabela 7.2- Parâmetros métricos da combustão

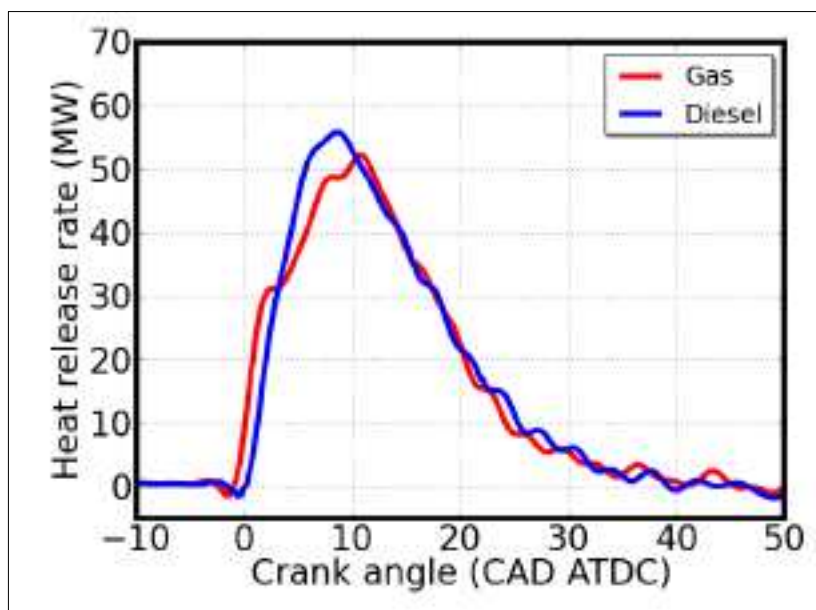
		Cil. 1	Cil. 2	Cil. 3	Cil. 4	Cil. 5	média
Pressão média ind. (IMEP)	bar	17,3	16,3	16,4	17,1	16,0	16,6
Potência indicada (Pi)	kW	1938,5	1825,6	1832,3	1917,4	1794,0	1861,6
Taxa máxima (AHR)	MW	66,80	65,57	67,38	65,48	65,99	66,24
Ângulo taxa máxima (AHR)	grau	5,0	7,5	8,5	8,0	7,5	6,5
Início da combustão SOC	grau	0,5	1,0	1,5	1,5	1,0	1,5
Posição CA 50	grau	8,0	8,5	8,5	8,5	8,0	8,3
Term. da Combustão (EOC)	grau	23,0	22,5	22,5	22,5	22,5	22,6

Fonte: autor

7.4 Análise da Combustão

A taxa máxima de liberação de calor entre os cilindros está equilibrada, o desvio máximo de 1,71% acima do valor médio ocorreu no cilindro 3. O seu valor foi de 67,38 MW, ocorreu a 8,5° ATDC, a combustão iniciou a 0,5° ATDC e terminou a 23° ATDC e o seu centro CA50 está a 8° ATDC. O início da combustão está adiantado 3,5°. Conforme a Fig. 6.4, o fabricante recomenda que para este motor ter baixa emissão e consumo o início da combustão deve ser de 2° a 3° ATDC. A menor taxa de liberação de calor foi de 65,48 MW no cilindro 4 e ocorreu a 8° ATDC, iniciou a 1,5° ATDC, terminou a 22,5° ATDC e o seu centro CA50 está a 8,5° ATDC.

Como não foi encontrada na literatura a taxa de liberação de calor do motor estudado uma análise qualitativa dos resultados quanto ao formato da taxa e sua posição foi feita comparando com a taxa de liberação de calor do motor 4T50MEGI. Os ensaios foram realizados no banco de teste do fabricante para validação da nova geração do motor, controlado eletronicamente e alimentado com gás natural e diesel. Para o ensaio foram medidos 400 ciclos a cada 0,1° de deslocamento do virabrequim. De acordo com a Fig. 7.2 a taxa máxima de 55 MW, ocorreu a 8° ATDC, apresenta forma semelhante e o mesmo ângulo dos resultados obtidos com o motor estudado.



Fonte: . (JULIUSSEN; KRYGER; ANDREASEN, 2011).

Figura 7.2- Taxa de liberação de calor do motor MAN&BW 4T50MEGI.

7.5 Análise da combustão com o software BOOST (AVL)

Para uma análise qualitativa da taxa de liberação de calor nas mesmas condições operacionais do motor em estudo os principais resultados obtidos foram comparados com os resultados gerados pelo software comercial BOOST versão 2016 da empresa AVL. A curva média de pressão medida e os dados geométricos do motor foram inseridos no utilitário BURN do software para análise da combustão. O anexo A apresenta uma síntese e as telas dos resultados.

Os principais resultados referente ao desempenho ficaram semelhantes aos obtidos no estudo. A Fig. 7.3 mostra a taxa líquida de liberação de calor obtida experimentalmente e a obtida pelo software BOOST sobrepostas.

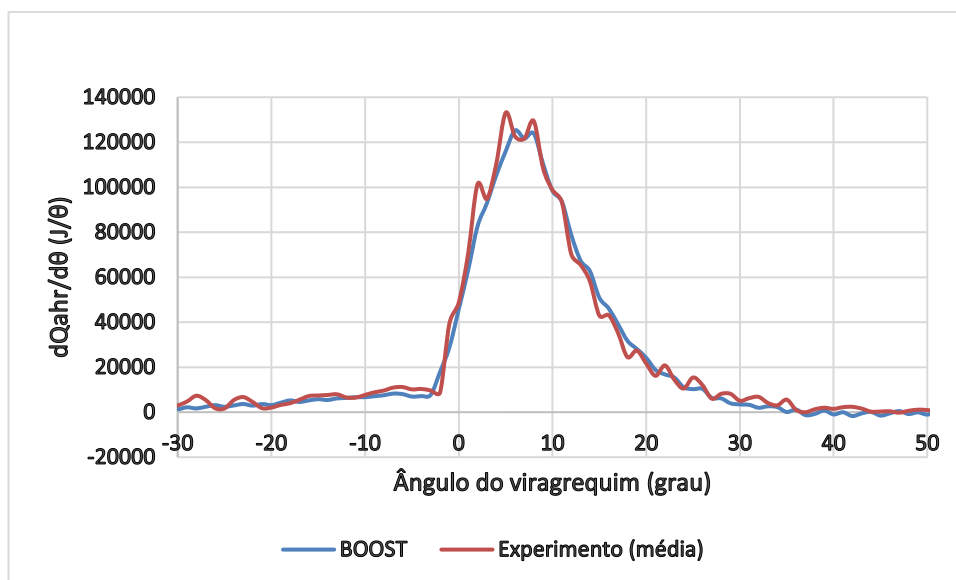


Figura 7.3 - Taxa aparente de liberação de calor do estudo sobreposta com a obtida com o BOOST.

O software obteve uma IMEP de 16,81 bar e P_i de 1863,31 kW por cilindro e o estudo 16,6 bar e 1861,6 kW por cilindro. O valor da taxa máxima de liberação de calor do BOOST foi de 123912 J/θ e o do estudo de 125521 J/θ, posição e a forma apresentaram semelhança. Pequenas diferenças observadas são devido as oscilações da curva de pressão medida.

8 CONCLUSÕES e SUGESTÕES

Nesse estudo utilizou-se a taxa aparente de liberação de calor para complementar a análise do desempenho do motor através da curva de pressão de combustão do motor propulsor marítimo. Os dados geométricos necessários foram obtidos com a criação e simulação cinemática do protótipo virtual do motor DMU. Os parâmetros métricos da combustão foram determinados com a curva da fração de massa queimada.

A taxa aparente máxima de liberação de calor foi de 67,38 MW obtida no cilindro nº 3 e ocorreu a 8° após o TDC. A combustão iniciou a 1,5° ATDC e terminou a 23° ATDC e o CA50 de 8° ATDC.

Para atingir a potência indicada, o início da combustão foi adiantado contrariando a recomendação do fabricante. Para este motor é necessário que o início da combustão seja atrasado de 2° a 3° ATDC para manter a diferença de pressão P_{comp} - P_{max} de 35 bar e se obter uma ótima combustão e baixo consumo de óleo combustível.

Os resultados obtidos do volume da câmara, ângulos de abertura e fechamento da válvula de escape e janela de admissão, além da curva de pressão, estão compatíveis com os dados técnicos e permitiram efetuar a análise da combustão através da taxa aparente de liberação de calor .

Quando o foco for a eficiência do processo de combustão, baixo consumo de combustível e baixas emissões tóxicas dos gases de escapamento a regulação do ponto de injeção motor deve ser feita pelo ângulo onde ocorre a maior taxa de liberação de calor.

A metodologia utilizada para obter e validar os dados geométricos do motor não disponíveis na literatura, através de um protótipo digital (inédita para esta aplicação) permite o estudo de equipamentos de grande porte quando não se dispõe de um protótipo físico para ensaios.

A avaliação eficiente do desempenho do motor é crucial para se obter o melhor consumo e menor emissão de gases tóxicos durante a vida útil do navio.

Controlar o desempenho do motor através da P_{max} , o IMEP e da P_i não é suficiente para verificar se o motor está adequadamente regulado. Além destes parâmetros é necessário conhecer a localização da combustão.

A métrica da combustão, através da fração de massa queimada de combustível, permite verificar o posicionamento do centro da combustão (CA 50), ponto onde se tem o melhor consumo e emissão de gases tóxicos, para regulação do motor, independentemente da qualidade do combustível ou de deficiências mecânicas.

A caracterização do processo de combustão através da taxa de liberação de calor (AHR) além de ser um indicador de conversão de energia, identifica através da curva da fração de massa queimada: o início, o centro e o término da combustão. Estes indicadores utilizados para validação de novos motores, podem auxiliar no diagnóstico de falhas e na regulação do motor durante o seu ciclo de vida.

8.1 Sugestão para trabalho futuro

Desenvolver um modelo de duas zonas, variando o coeficiente politrópico em função da temperatura, para analisar o desempenho e emissões. Validar o modelo com os resultados experimentais deste estudo. Otimizar o consumo e emissões modificando a geometria da câmara de combustão, as curvas de elevação e fechamento da válvula de escape e da bomba injetora.

REFERÊNCIAS

- AABO KJELD. Operation on Low Sulphur Fuel. In: **CARB Maritime Air Quality Technical Working Group Meeting**, L/71525-6.0/0301 (2100/KEA), 2007-07-24. Califórnia, 2017. Disponível em: <https://www.arb.ca.gov/ports/marineveess/presentations/072407/072407manpres.pdf>
- ABBASZADEHMOSAYEBI, G.; GANIPPA, L. Determination of specific heat ratio and error analysis for engine heat release calculations. **Applied Energy**, v.122, p.143-150, 2014. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.apenergy.2014.01.028>>. Acesso em: 26 maio 2015.
- AMANN, C. A. **Cylinder pressure measurement and Its use in engine research**. In: International Fuels and Lubricants Meeting and Exposition Tulsa, Oklahoma October 21-24,1985, **Proceedings** SAE paper 852067, 1987.
- ANDERSEN, F.H. **Integrated analysis of the scavenging process in marine two-stroke diesel engine**. PhD (Thesis). Technical University of Denmark, Kongens Lyngby, Denmark, 2015.
- ANWER, N.; MATHIEU, L. From reverse engineering to shape engineering in mechanical design. **CIRP Annals - Manufacturing Technology** 65 p.165–168, 2016. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.cirp.2016.04.052>>. Acesso em 8 Maio 2017.
- AVL LIST GMBH. **BOOST Users Guide Utilities**, 2016, p. 33-45.
- BORSATO, M.; PERUZZINI, M. **Collaborative engineering**. In: Stjepandić, J.; Wognum, N. J. C.; Verhagen, W. (Ed.). Concurrent engineering in the 21st century: foundations, developments and challenges. Springer Heidelberg, Switzerland, chap. 7 p.165-196, 2015. Disponível em https://doi.org/10.1007/978-3-319-13776-6_7. Acesso em 28 jul. 2016.
- BRUECKL, A. Virtual design and simulation in two-stroke marine engine development. In: 28th CIMAC World Congress, Helsinki. Paper No 173, 2016. **Proceedings.**, Helsinki, 2016.
- EGNELL, R. **Combustion diagnostics by means of multizone heat release analysis and NO calculation**. Proceedings SAE paper 981424, 1998.

ERIKSSON, L. Requirements for and a systematic method for Identifying heat release model parameters. In: International Congress and Exposition Detroit, Michigan February 23-26, 1998. **Proceedings** SAE paper 980626, 1998.

ERIKSSON, L.; NIELSEN, L. **Modeling and control of engines and drivelines**. Chichester: John Wiley & Sons, 2014, p. 82-117.

FINESSO, R. et al. **Development and assessment of pressure-based and model-based techniques for the MFB50 control of a Euro VI 3.0L diesel engine**. Society of Automotive Engineers Inc, 2017. SAE Technical Paper 10(4):2017.

FRIDRICH LEUTERT GMBH & CO. KG, Schilherstrasse 14, 21365 Aden Dorf/Germany. **Digital pressure indicator DPI type 50**, 2017. Disponível em: <<http://www.leutert.com>>. Acesso em: 20 Jun. 2015.

GAMEROS, A. et al. A reverse engineering methodology for nickel alloy turbine blades with internal features. **CIRP. Journal of Man Sci and Tech** p.116 –124, 2015. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.cirpj.2014.12.001>>. Acesso em: 12 Jan. 2016.

GAO, T. et al. **Heat release analysis of clean combustion with ethanol ignited by diesel in a high compression ratio engine**. Society of Automotive Engineers Inc, 2016. SAE Technical Paper 2016-01-0766. Disponível em: < <https://doi.org/10.4271/2016-01-0766>>. Acesso em Jan. 2016.

GATOWSKI, J. A. et al. Heat release analysis of engine pressure data. Society of Automotive Engineers Inc, 1984. SAE Technical paper 841359, In: Fuels and Lubricants Meeting & Exposition, Baltimore, **Proceedings**, Maryland October 8-11, 1984.

GUAN, C.; THEOTOKATOS, G.; CHEN, H. Analysis of two stroke marine diesel engine operation including turbocharger cut-out by using a zero-dimensional model. **Journal Energies**, p. 5738-5764, Agosto 2015. Disponível em:< <https://doi.org/10.3390/en8065738>>. Acesso em 18 Jan. 2017.

HADDAD, S. D; WATSON, N. **Principles and performance in diesel engineering**. Chichester; New York: Ellis Horwood: Halsted, 1984.

HEYWOOD, J. B. **Internal combustion engine fundamentals**. New York: McGraw-Hill, 1988.

HEYWOOD, J. B.; SHER, E. **The Two-Stroke Cycle Engine**: its development, operation, and design. 2.ed. Philadelphia: Taylor & Francis, 1999.

HIEKATA, K ; GRAU, M. Shipbuilding. In: Stjepandić J., Wognum N., J.C. Verhagen W. (eds) **Concurrent Engineering in the 21st Century. Proceedings** , Springer Heidelberg, Switzerland, p. 671-700. Disponível em < https://doi.org/10.1007/978-3-319-13776-6_7>. Acesso em Jan. 2017.

IMO Resolution MEPC.212: **Guidelines on the method of calculation of the attained energy efficiency design index (EEDI) for new ships**. London, 2012a. Disponível em: < <http://www.imo.org/en>>. Acesso em 20 Mar. 2017.

IMO Resolution MEPC.213: **Guidelines for the development of a ship energy efficiency management plan (SEEMP)**. London, 2012b. disponível em: < <http://www.imo.org.eu> > Acesso em 20 Mar. 2017.

IMO Revised Marpol Annex VI: **Regulations for the Prevention of Air Pollution from Ships and NO_x Technical Code 2008**. London, 2009. Disponível em: <<https://www.dieselnet.com/standards/inter/imo.php>> acesso em 29 Maio 2016.

JOHANSSON, T.; STENLAAS, O. **Heat release based virtual combustion sensor signal bias sensitivity**. **Society of Automotive Engineers Inc**, 2017. SAE Technical Paper 2017-01-0789. Disponível em: <http://dx.doi.org/10.4271/2017-01-0789>. Acesso em: Jan. 2018.

JULIUSSEN, L.R.; KRYGER, M.J.; ANDREASEN, A. MAN B&W ME-GI engines: recent research and results. In: International Symposium on Marine Engineering (ISME), **Proceedings** , October 17-21, 2011, Kobe, Japan Summary, 2011 Paper-ISME585.

KUMAR, A.; JAIN, P. K.; PATHAK, P. M. **Reverse engineering in product manufacturing**: an overview. In: B. Katalinic & Z. Tekic (Eds.), DAAAM International, Vienna, p. 665-678, 2013. Disponível em: <https://doi.org/10.2507/daaam.scibook.2013.39>>. Acesso em jan. 2016.

LARSEN, U. **Design and modelling of innovative machinery systems for large ships**. PhD (Thesis) Department of Mechanical Engineering, Technical University of Denmark, 2014.

LARSEN, U. et al. A. Development of a model for the prediction of the fuel consumption and nitrogen oxides emission trade-off for large ships. **Energy** **80**, p.545–555.10.1016, 2015. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.energy.2014.12.009>>. Acesso em: 20 Jan. 2017.

LIU, H. et al. **A numerical study on combustion and emission characteristics of marine engine through miller cycle coupled with EGR and water emulsified fuel**. Society of Automotive Engineers Inc, 2016. SAE Technical Paper 2016-01-2187. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.4271/2016-01-2187>>. Acesso em: 25 Jan. 2017.

MAN DIESEL. **The New Generation of Diesel Engines** In: Denmark, 2003. Disponível em: <<https://pt.scribd.com/doc/35947494/camless-two-stroke-main-propulsion-engine-B-W-ME-C>>. Acesso em: 15 Jul. 2016.

MAN DIESEL. **PMI System (Off-line) Pressure Analyzer** Version 2.3, 2005. Disponível em: <http://marengine.com/ufiles/MAN-PMI_off.pdf>. Acesso em: 23 Abr. 2016.

MAN DIESEL. **Exhaust Gas Emission Control Today and Tomorrow**, 2009a. Disponível em: <<https://marine.mandieselturbo.com/docs/librariesprovider6/technical-papers/exhaust-gas-emission-control-today-and-tomorrow.pdf?sfvrsn=22>>. Acesso em: 20 Jan. 2016.

MAN DIESEL. **MAN B&W S60MC-C7- Project Guide Camshaft Controlled Two-stroke Engines**, ed. 04, Copenhagen , 2009b. Disponível em: <<https://marine.man-es.com/two-stroke/project-guides>>. Acesso em: 20 Fev. 2015.

MAN DIESEL. **Readings relating to Thermodynamic Conditions**. In: MAN B&W MC-C Instruction for main engine S900, ed.3, Operation. Copenhagen, 2010a, v.1, Plate 70604.

MAN DIESEL. **Pressure Measurements and Engine Power Calculations** In: MAN B&W MC-C Instruction for main engine S900, ed.3, Operation, ed. 5. Copenhagen, 2010b, v.1, Plate 706-05.

MAN DIESEL. **Normal Indicator Diagram**. In: MAN B&W MC-C Instruction for main engine S900, ed.3, Operation. Copenhagen, 2010c, v.1, Plate 70615.

MAN DIESEL. **Using the Planimeter**. In: MAN B&W MC-C Instruction for main engine S900, ed.3, Operation. Copenhagen, 2010d, v.1, Plate 70619.

MAN DIESEL. **Exhaust Valve Cam Checking procedure** D10805 Edition 0010. In: MAN B&W MC-C Instruction for main engine S900, Maintenance. Copenhagen, 2010e, v.2, Plate 908-5.1.

MAN DIESEL. **Fuel Pump Cam Checking procedure** M90903 Edition 0229. In: MAN B&W MC-C Instruction for main engine S900, Maintenance. Copenhagen, 2010f, v.2, Plate 909-3.1.

MAN DIESEL. **Waste Heat Recovery System (WHRS) for Reduction of Fuel Consumption, Emission and EEDI**, 2012. Disponível em: <[https://turbomachinery.mandieselturbo.com/docs/librariesprovider4/Turbomachinery_doc/waste-heat-recovery-system-\(whrs\).pdf?sfvrsn=8](https://turbomachinery.mandieselturbo.com/docs/librariesprovider4/Turbomachinery_doc/waste-heat-recovery-system-(whrs).pdf?sfvrsn=8)>. Acesso em: 29/06/2017.

NETHERLANDS MARITIME TECHNOLOGY FOUNDATION **Retrofitting ships with new technology for improved overall environmental footprint**, Project Final Report.,2015. Disponível em: < <http://www.retrofit-project.eu> >. Acesso em: 03Jul. 2017.

OLIVEIRA, A. et al. Combustion, performance and emissions of a diesel power generator with direct injection of B7 and port injection of ethanol. **Journal Braz. Soc. Mech. Sci. Eng.**, v.39, p.1087-1096, 2017. Disponível em:< <https://doi.org/10.1007/s40430-016-0667-7>>. Acesso em: 22 Jan. 2018.

PASQUALETTE, M. A. et al. Bayesian estimate of pre-mixed and diffusive rate of heat release phases in marine diesel engines **J Braz. Soc. Mech. Sci. Eng.** v. 39, p.1835–1844. Disponível em:< [https:// DOI 10.1007/s40430-016-0649-9](https://doi.org/10.1007/s40430-016-0649-9) >. Acesso em 22 Jan.2018.

PAWAR, P.; JOSHI, O.; SARAF, M. Generation of 3D-digital Indian public road profile database and Its application for vehicle development through road-vehicle interaction study, Society of Automotive Engineers Inc, 2017. **J. Veh. Dyn., Stab., and NVH** 1(1):2017. Disponível em:<<https://doi.org/10.4271/2017-26-0275>>. Acesso em: 22 Jan. 2018.

RAKOPOULOS, C.D.; ANTONOPOULOS, K.A.; RAKOPOULOS, D.C. Experimental heat release analysis and emissions of a HSDI diesel engine fueled with ethanol–diesel fuel blends. **Energy**,v.32, 2007, p. 1791–1808.

RAKOPOULOS, D.C.et al. Combustion heat release analysis of ethanol or n-butanol diesel fuel blends in heavy-duty DI diesel engine. **Fuel** v.90, 2011, p.1855-1867.

RAMNATH B.V. et al. Implementation of reverse engineering for crankshaft manufacturing industry. In: International conference on processing of materials, mineral and energy, **Proceedings**, July 29 -30, 2016, Ongole.

RIASCOS, R. et al. **Digital Mock-up**. In: Stjepandić J, Wognum N, J.C. Verhagen W. (eds) *Concurrent Engineering in the 21st Century*. Springer Heidelberg, Switzerland, p. 355-388, 2015.Disponível em: <https://doi.org/10.1007/978-3-319-13776-6_7>. Acesso em: 03 Jul. 2017.

SAGI, G.; LULIĆ, Z.; MAHALEC, I. **Reverse engineering**. In: Stjepandić J, Wognum N, J C Verhagen W (eds) *Concurrent engineering in the 21st century*. Springer Heidelberg,

Switzerland, p.319-353, 2015. Disponível em: < https://doi.org/10.1007/978-3-319-13776-6_7>. Acesso em: 03 Jul. 2017.

SCAPPIN, F. et al. Validation of a zero-dimensional model for prediction of NO_x and engine performance for electronically controlled marine two-stroke diesel engines. **Applied Thermal Engineering** v.37, p.344-352, 2012. Disponível em:

<<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2011.11.047>>. Acesso em: 21 Jul. 2016.

SEUNGSUK, O.H.; KYUNGHAN, M.; SUNWOO, M. Real-time start of a combustion detection algorithm using initial heat release for direct injection diesel engines. **Applied Thermal Engineering**, v.89, 2015, p.332-345. Disponível em:

<<http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2015.05.079>>. Acesso em: Out. 2016.

SIGURDSSON, E. **Scavenging Flow in a Two-Stroke Diesel Engine**. PhD thesis, Technical University of Denmark, 2011.

SINGH, A. et al. **A unified CAE framework for assessing an IC engine design**, Society of Automotive Engineers Inc, 2015. SAE Paper 2015-01-1664. Disponível em:

<<https://doi.org/10.4271/2015-01-1664>>. Acesso em: 30 Nov. 2017.

SUN, X.; LIANG, X. Influence of different fuels physical properties for marine diesel engine. ScienceDirect, Energy Procedia 142, p. 1159–1165. In: 9th International Conference on Applied Energy, ICAE2017, **Proceedings**, 21-24 August 2017. Disponível em:

<<http://dx.doi.org/10.1016/j.egypro.2017.12.637>>. Acesso em 20 fev. 2018

TADROS, M.; VENTURA, M.; GUEDES SOARES, C. Numerical simulation of a two-stroke marine diesel engine. **ResearchGate**, 282013529, 2017.

THEOTOKATOS, G.; TZELEPIS, V. A. Computational study on the performance and emission parameters mapping of a ship propulsion system. **Journal of Engineering for the Maritime Environment**, 2015, v. 229, n.1, p. 58–76.

VIGNESH, R.; SUGANTHAN, R.; PRAKASAN, K. Development of CAD models from sketches: A case study for automotive applications. **Journal of Automation. Eng.**, 2007, v. 221, n.1, p. 41 – 47. Disponível em: <<https://doi.org/10.1243/09544070JAUTO331>>. Acesso em: Fev. 2017.

WOODYARD, D. **Pounder's marine diesel engines and gas turbines**. 8th ed. Oxford; Burlington, MA: Elsevier Butterworth Heinemann, 2004. Disponível em:

<<http://www.sciencedirect.com/science/book/9780750658461>>. Acesso em: 2 Jul. 2016.

YUAN, B., XIONG, W.; WANG, Z.W. Data Transfer from Heterogeneous CAD to Division Mockup Virtual Prototype . **Applied Mechanics and Materials**, 2007, v.10-12, p.456-459. Disponível em: <<https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/AMM.10-12.456>>. Acesso em: 25 Jun. 2017.

ANEXO 1- ANÁLISE DA COMBUSTÃO COM O SOFTWARE BOOST (AVL)

A análise da combustão também foi efetuada com um software comercial de simulação de motores BOOST da AVL. O utilitário BURN do software utiliza um modelo de uma zona com variação do calor específico, em função da temperatura, para determinar a taxa de liberação de calor, a fração de massa queimada, o início e término da combustão e os parâmetros da função de Wiebe. O valor de combustível consumido no ciclo foi alterado até atingir o equilíbrio térmico próximo de 1. O filtro foi desabilitado para permitir a comparação como os valores do estudo. Os resultados são gerados a partir da curva de pressão do cilindro, durante a fase fechada do ciclo, aplicando a primeira lei da termodinâmica.

1. Taxa de Liberação de Calor (AVL)

A Fig.1 mostra que a taxa líquida máxima de liberação de calor de 132,49 kJ/grau ocorreu no ângulo de 6 graus após o ponto morto superior.

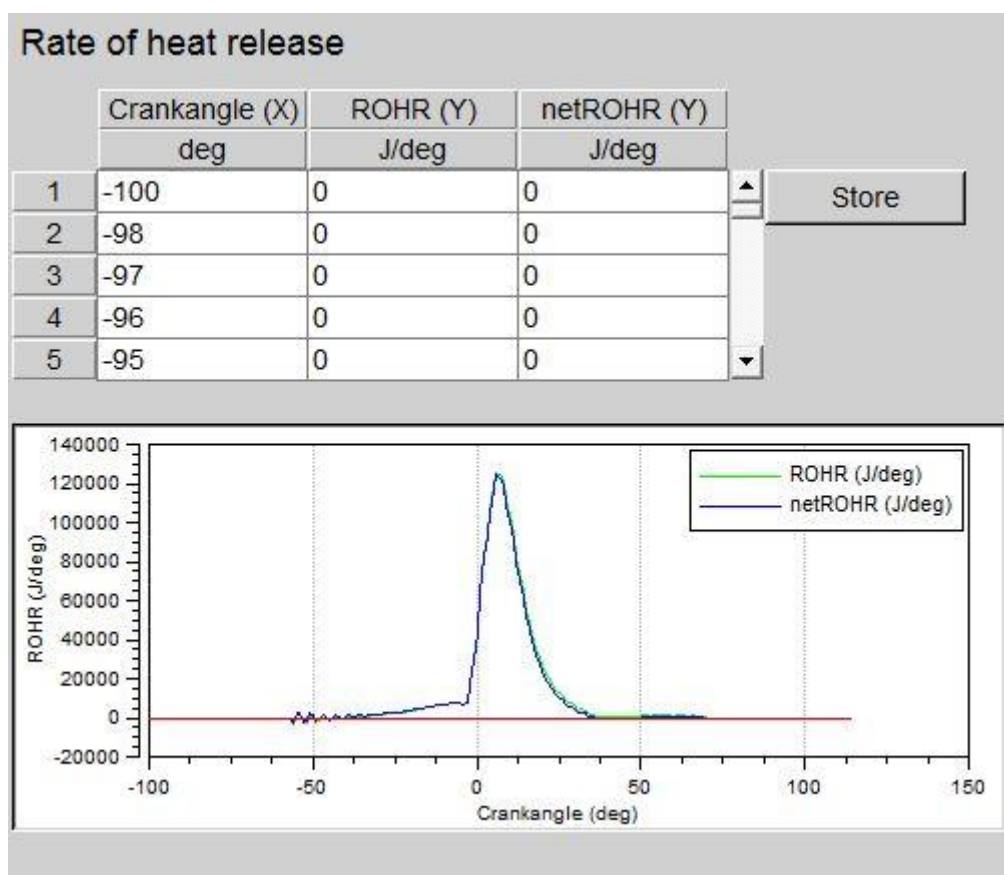


Figura 1 – Taxa de liberação de calor

1.1 Parâmetros da função de Wiebe

A Fig. 2 mostra os parâmetros ajustados da função de Wiebe e a Fração de Massa queimada e os ângulos correspondentes. A combustão iniciou a -5,95 graus e sua duração foi de 38,3 graus. O parâmetro “m” da função de Wiebe ajustado foi de 1,49.

Fitted Values			Vibe Values		
Compression Ratio	16.8	[-]	Start of Combustion	-7.63	deg
TDC Offset	0	deg	Combustion Duration	38.7	deg
Pressure Offset	0.1274	bar	Shape parameter m	1.56	[-]
Energy balance	1.026	[-]			
Combustion Values					
MFB 5% at	-7.62	deg		-1.92	deg
MFB 10% at	-0.142	deg		-0.0674	deg
MFB 50% at	7.97	deg		8.15	deg
MFB 90% at	19.5	deg		17.6	deg

Figura 2 – Ajuste dos Parâmetros da Função de Wiebe

1.2 Fração de Massa Queimada normalizada

A Fig. 3 mostra os parâmetros da fração de massa queimada

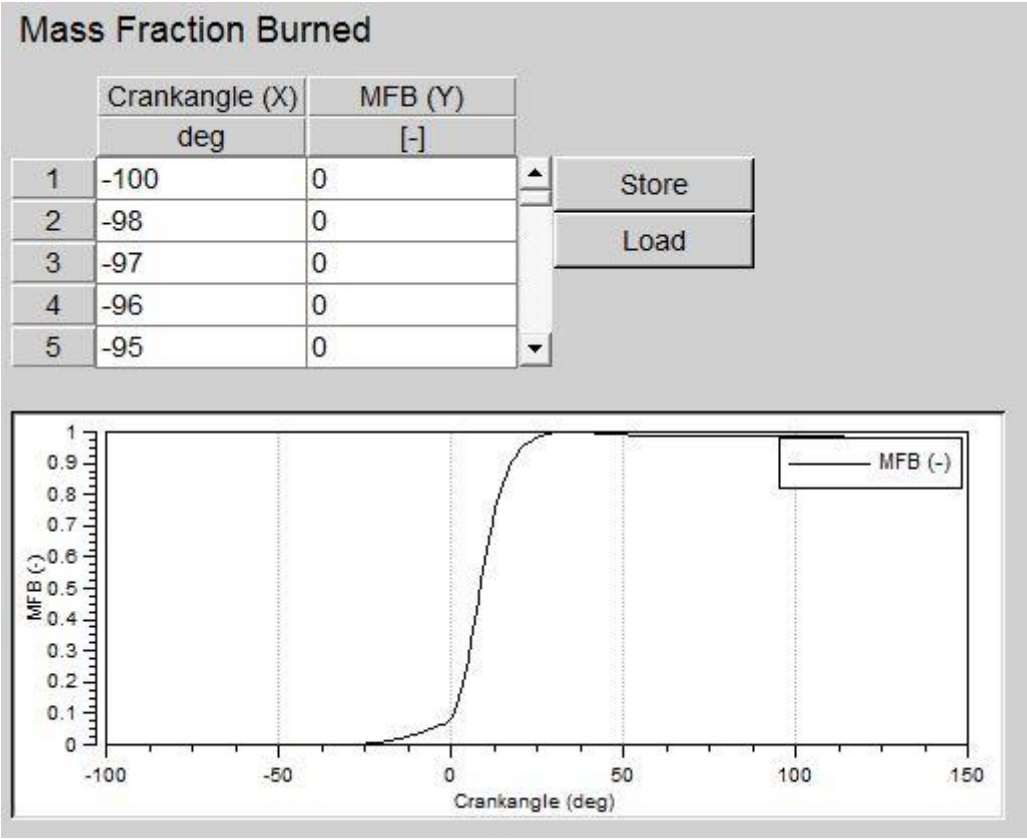


Figura 3 – Fração de Massa Queimada

1.3 Pressão de Combustão Calculada

A Fig. 4 mostra a curva de pressão calculada

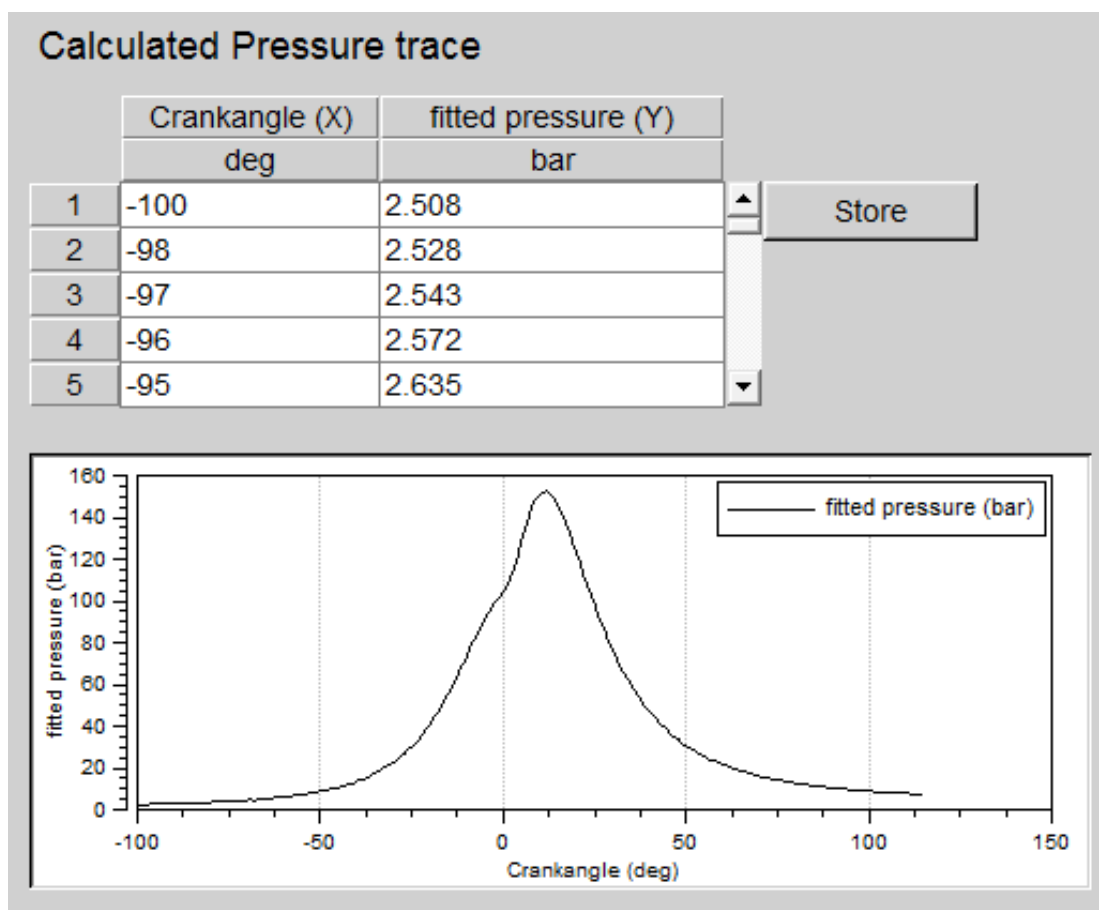


Figura 4 – Curva de Pressão Calculada

1.4 Dados da Combustão e da Performance do Motor

A Fig. 5 apresenta os dados referentes à combustão e performance do motor

GLOBAL DATA		

Engine Speed :	98.0	rpm
Calculationmode:	AWS-BURN	Single
Cycle Duration:	360.00	degrees
Max. calc. period:	1980.00	degrees
Cycles calculated:	5	cycles

	Total Engine	Cyl. 1
Firing TDC [deg]		0.00
Bore [mm]		600.00
Stroke [mm]		2400.00
Conrodl. [mm]		2460.00
Piston pin offset [mm]		0.00
Swept Vol. [l]	678.5840	678.5840
Compression ratio [-]		16.80
Dyn. Comp. ratio [-]		5.86
Combustion Data:		

Combustion Char.		TrgtPre1Z.
Comb.start [deg]		-19.49
Comb.dur.1 [deg]		72.50
Peak Fir.Pres. [bar]	153.24	153.24
at Crankangle [deg]	10.12	10.12
Peak Pres.Rise [bar/deg]	5.77	5.77
at Crankangle [deg]	4.66	4.66
Peak Fir. Temp. [K]	1229.76	1229.76
at Crankangle [deg]	17.44	17.44
Combustion Analysis Adaptation:		

Pressure Offset [bar]		0.1274
TDC Offset [deg]		0.0000
Comp. Ratio Offset [-]		0.0000
Performance:		

IMEP [bar]	16.8115	16.8115
Rel. to Ave. [-]		1.0000
FMEP [bar]	2.2115	2.2115
BMEP [bar]	14.6000	14.6000
AMEP;SMEP [bar]	0.0000	0.0000
ISFC [g/kWh]	144.9037	144.9037
Rel. to Ave. [-]		1.0000
ISFC (tr.f.) [g/kWh]	144.9037	144.9037
BSFC [g/kWh]	166.8524	166.8524
Indicated Eff. [-]	0.5805	0.5805
Iso vol. comb. Eff [-]	0.9381	0.9381
Polytropic Coeff. [-]		1.4451
Indicated Torque : 180684.44 Nm		
Indicated Power : 1854.28 kW,		2521.12 PS
PS/l		
Friction Torque : 23004.44 Nm		
Effective Torque : 157680.00 Nm		
Effective Power : 1618.20 kW,		2200.14 PS
PS/l		

Figura 5 – Análise do BOOST dados referentes à combustão e performance do motor