

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
CENTRO TECNOLÓGICO DE JOINVILLE
CURSO DE ENGENHARIA FERROVIÁRIA E METROVIÁRIA

JOHN ADILSON HENSCHER JUNIOR

ANÁLISE DA INJEÇÃO DE COMBUSTÍVEL NOS PARÂMETROS DE OPERAÇÃO DE
UM MOTOR DIESEL TIPO FERROVIÁRIO

LABORATÓRIO DE MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA - LABMCI
GRUPO DE PESQUISA EM EFICIÊNCIA ENERGÉTICA DE
SISTEMAS VEICULARES

Joinville

2018

JOHN ADILSON HENSCHER JUNIOR

ANÁLISE DA INJEÇÃO DE COMBUSTÍVEL NOS PARÂMETROS DE OPERAÇÃO DE
UM MOTOR DIESEL TIPO FERROVIÁRIO

Trabalho apresentado como requisito para obtenção do título de bacharel no Curso de Graduação em Engenharia Ferroviária e Metroviária do Centro Tecnológico de Joinville da Universidade Federal de Santa Catarina.

Orientador: Prof. Leonel R. Cancino, Dr. Eng.

LABORATÓRIO DE MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA - LABMCI
GRUPO DE PESQUISA EM EFICIÊNCIA ENERGÉTICA DE
SISTEMAS VEICULARES

Joinville

2018

JOHN ADILSON HENSCHER JUNIOR

ANÁLISE DA INJEÇÃO DE COMBUSTÍVEL NOS PARÂMETROS DE OPERAÇÃO DE
UM MOTOR DIESEL TIPO FERROVIÁRIO

Este Trabalho de Conclusão de Curso foi julgado adequado para obtenção do título de bacharel em Engenharia Ferroviária e Metroviária, na Universidade Federal de Santa Catarina, Centro Tecnológico de Joinville.

Banca Examinadora:

Prof. Leonel R. Cancino, Dr. Eng.
Orientador
Presidente

Prof. Marcus Vinícius Volponi Morteau, Dr. Eng.
Membro
Universidade Federal de Santa Catarina

Prof. Marcos Alves Rabelo, Dr. Eng.
Membro
Universidade Federal de Santa Catarina

Prof. Thiago Antonio Fiorentin, Dr. Eng.
Membro
Universidade Federal de Santa Catarina

Ao crescimento do transporte sobre trilhos no País.

AGRADECIMENTOS

Ao professor Leonel R. Cancino pela disponibilidade e dedicação em orientar este trabalho e coordenar as atividades do Laboratório de Motores de Combustão Interna. Ao longo de nossas reuniões não só aprendi muito, como também criei um grande amigo. Obrigado pela cooperação neste desafio. Além disso, tenho certeza que será um grande pai. Muita saúde ao Leonel Jr!

Ao professor José Luiz Borba pelo suporte nesta tarefa. A troca de informações e a experiência do senhor no setor ferroviário foram fundamentais para finalizar este trabalho. Além disso, aproveito para enfatizar a minha admiração a todo trabalho e dedicação do senhor em desenvolver o transporte sobre trilhos no País.

Aos profissionais da VALE S.A. que me receberam na empresa, onde fui em busca de informações, conselhos e ambientação com o estudo. As experiências que me passaram durante aqueles dias certamente contribuíram com o desenvolvimento deste trabalho. Faço questão de citá-los, muito obrigado: Daniel Carmo, Flávio Arrigoni Pazini, Douglas Nunes, Rafael Arrebola, Bertoni, Eustáquio Andrade, Ariomar Pedro, Publio Portela, Marco Aurélio Castro, Nelson Romanha, Leonardo Dias e Leonardo Pianesso.

Aos professores Marcus Vinícius Volponi Morteau, Yesid Asaff e Thiago Antonio Fiorentin pelo aporte no trabalho. Obrigado pelo apoio, tempo disponível e dicas oferecidas. Levo esta contribuição e as amizades criadas para frente.

A DURAG Factory Racing que entendeu o compromisso deste trabalho e foi compreensível quando precisei. Além disso, destaco o aprendizado construído durante o meu período de estágio na empresa, foi gigante.

Ao grupo do Laboratório de Estudos Ferroviários por todas as atividades que realizamos juntos e pela amizade construída ao longo do curso. Em especial, ao coordenador Régis Kovacs Scalice que me ofereceu a primeira oportunidade e que, depois, transformou-se em anos de colaboração.

Aos meus amigos de longa data e aos parceiros de Capim Canela Futebol e Regatas, guardo comigo o companheirismo e o tempo que passamos juntos. Torço por todos.

Ao meu primo João Pedro Buzzi por ser um irmão durante a jornada de graduação. Dividimos momentos diversos que nos fizeram amadurecer juntos.

Por fim, a minha família pela educação, amor e incentivos dados até aqui. Agradeço, especialmente, a minha mãe e meu irmão por estarmos sempre juntos. O laço que nós três criamos é único.

RESUMO

Estudos orientados à sustentabilidade e eficiência energética têm ganhado destaque nos últimos anos, sobretudo no setor de transportes, por conta de questões ambientais cada vez mais relevantes, especialmente em serviços com consumo elevado, como o setor ferroviário. A eficiência dos motores de combustão interna está diretamente relacionada ao consumo de combustível e a redução de gases poluentes. Estes parâmetros podem ser controlados otimizando características do sistema de injeção, como o ângulo de injeção e a interação da cavidade do pistão com os movimentos de *swirl* e *squish* existentes dentro da câmara de combustão, por exemplo. Entender estas relações e reduzir os níveis de poluentes emitidos pelos motores diesel têm impacto direto no desenvolvimento sustentável. Desta forma, este trabalho visa analisar a resposta em termos de potência, torque, consumo e emissões de um motor de ignição por compressão com características geométricas e operacionais similares aos atuais sistemas utilizados em locomotivas, aplicando diferentes ângulos de injeção (153° , 160° e 167°) em uma cavidade de pistão fixa. Por meio de técnicas de simulação numérica de Dinâmica de Fluidos Computacional (CFD – *Computational Fluid Dynamic*), comparou-se as diferentes configurações adotadas e constatou-se que os piores desempenhos quanto à potência, torque e consumo ocorreram no ângulo de 167° e variações desprezíveis entre 153° e 160° . Já para as emissões, encontrou-se as maiores frações mássicas de *NO* e fuligem nos ângulos de injeção de 153° e 167° , respectivamente.

Palavras-chave: Motor Diesel. Jato de injeção. *Swirl*. Cavidade do pistão. Emissões.

ABSTRACT

Sustainability and energy efficiency studies have gained value in recent years, especially in services with high level of consumption, such as the railway area. The efficiency of internal combustion engines is directly related to fuel consumption and the reduction of pollutant gases, which can be controlled by optimizing injection system parameters such as spray angle and swirl and squish interaction, for example. Reducing levels of pollutants emitted by diesel engines have a direct impact on sustainable development. Therefore, the purpose of this work is to analyze, numerically, the response in terms of power, torque, fuel consumption and emissions of a compression ignition engine with plausible geometric characteristics when it's compared to the current systems used in locomotives operating with different injection angles (153° , 160° and 167°) in the same piston-in-bowl. By numerical simulation techniques of Computational Fluid Dynamics (CFD), the worst performance values found for power, torque and consumption were for 167° . For emissions, the largest mass fractions of NO and soot were found for 153° and 167° , respectively.

Keywords: Diesel Engine. Injection spray. Swirl. Piston-in-bowl. Emission.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Documento de patente do motor diesel e o protótipo de 1894.	17
Figura 2 - Esquema de um motor diesel de quatro cilindros.	19
Figura 3 - Ciclo de operação do motor quatro tempos.	20
Figura 4 - Geometria do cilindro, pistão, biela e virabrequim.	22
Figura 5 - Diagrama p-V característico de motor diesel 4 tempos.	24
Figura 6 - Esquema geral da combustão em motores diesel.	29
Figura 7 - Fases da combustão em motores diesel.	30
Figura 8 - Componentes do Sistema de Injeção Direta em um Motor Diesel.	35
Figura 9 - Configuração <i>Unit Pump System</i>	36
Figura 10 - Injetor padrão em corte.	37
Figura 11 - Orifícios de injeção e circulação de gases na câmara de combustão.	38
Figura 12 - Locomotiva Dash 9 - BB40W.	39
Figura 13 - Fotos da visita.	47
Figura 14 - Segmento de simulação x Cilindro de base	49
Figura 15 - Geometria da cabeça do pistão.	50
Figura 16 – Dimensões estimadas do bico injetor.	51
Figura 17 - Geometria do bico injetor selecionada.	52
Figura 18 - Modelo geométrico e malha criada.	53
Figura 19 - Gráficos de pressão e temperatura do ar na admissão.	55
Figura 20 - Gráfico do ângulo de avanço de injeção.	57
Figura 21 - Análise de vibração no cilindro da locomotiva 1280.	58
Figura 22 - Casos de estudo.	59
Figura 23 - Comparação entre resultados.	63
Figura 24 - Comparação entre emissões.	71
Figura 25 - Isosuperfícies.	72

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Valores típicos de parâmetros geométricos para motores diesel.....	23
Tabela 2 - Dados do GE 7FDL.....	40
Tabela 3 - Dados operacionais da Dash 9 - BB40W.....	40
Tabela 4 - Parâmetros geométricos gerais do modelo proposto.....	48
Tabela 5 - Condições iniciais.....	54
Tabela 6 - Parâmetros de injeção.....	56
Tabela 7 - Comparação entre resultados globais.....	60
Tabela 8 - Resultados de relatório da locomotiva 1280.....	61
Tabela 9 - Resultados de temperatura: Plano de Corte <i>Spray</i>	64
Tabela 10 - Resultados de temperatura: Superfície de Contorno.....	65
Tabela 11 - Resultados de fração mássica de <i>NO</i> : Plano de Corte <i>Spray</i>	67
Tabela 12 - Resultados de fração mássica de fuligem: Plano de Corte <i>Spray</i>	69

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

- 2D - Duas dimensões
- 3D - Três dimensões
- BDC - *Bottom Dead Center* (Ponto Morto Inferior)
- bhp - Brake Horse Power
- CCO - Centro de Controle Operacional
- CEL 1 - Centro de Engenharia e Logística 1
- CEL 2 - Centro de Engenharia e Logística 2
- CFD - *Computational Fluids Dynamics*
- CONAMA - Conselho Nacional do Meio Ambiente
- EFC - Estrada de Ferro de Carajás
- EFVM - Estrada de Ferro Vitória Minas
- EGR - *Exhaust Gas Recirculation*
- EN - *Europäische Norm*
- EPA - *Environmental Protection Agency*
- ESE Diesel - *Engine Simulation Environment Diesel*
- MAN - *Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg*
- MCI - Motor de Combustão Interna
- PLC - Projeto de Lei da Câmara dos Deputados
- RAM - *Random Access Memory*
- TDC - *Top Dead Center* (Ponto Morto Superior)

LISTA DE SÍMBOLOS

a - Raio de Manivela

A/F - Razão Ar/Combustível

CO - Monóxido de Carbono

CO_2 - Dióxido de Carbono

d - Diâmetro do Cilindro

EI - Índice de Emissão

F/A - Razão Combustível/Ar

H_2O - Hidróxido de Hidrogênio (Água)

HC - Hidrocarbonetos Não Queimados

l - Comprimento da Biela

\dot{m}_a - Vazão Média de Ar por Ciclo

\dot{m}_f - Vazão Média de Combustível por Ciclo

N_2 - Nitrogênio

N_2O - Óxido Nitroso

NC - Número de Cetano

n_m - Rendimento Mecânico

NO - Monóxido de Nitrogênio

NO_2 - Dióxido de Nitrogênio

NO_x - Óxidos de Nitrogênio

n_r - Número de Revoluções do Virabrequim para Completar um Ciclo

n_t - Rendimento Térmico

n_T - Rendimento Total

n_v - Rendimento Volumétrico

P_b - Potência de Freio

p_{bme} - Pressão Média Efetiva

P_{ig} - Potência Indicada por Ciclo

P_Q - Potência Fornecida pelo Combustível

r - Razão de Compressão

R_{bs} - Razão entre o Diâmetro do Cilindro e o Curso do Pistão

s - Curso do Pistão

sfc - Consumo Específico de Combustível

SO_2 - Dióxido de Enxofre

SO_x - Óxidos de Enxofre

V_c - Volume da Câmara de Combustão

V_h - Volume do Cilindro

V_t - Volume total

$W_{c,ig}$ - Trabalho Indicado Bruto por Ciclo

$W_{c,in}$ - Trabalho Indicado Líquido por Ciclo

W_p - Trabalho de Bombeamento

λ - Razão Estequiométrica

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO	13
1.1 OBJETIVOS	15
1.1.1 Objetivo Geral.....	15
1.1.2 Objetivos Específicos.....	15
2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	16
2.1 HISTÓRICO	16
2.1.1 Aplicações do motor diesel	17
2.2 PRINCÍPIOS DE FUNCIONAMENTO DO MOTOR DIESEL.....	18
2.2.1 Modo de Operação	18
2.2.2 Ciclo de Operação Quatro Tempos	20
2.2.3 Parâmetros do Motor Diesel.....	22
2.2.4 Óleo Diesel.....	28
2.2.5 Combustão em Motores Diesel	29
2.2.6 Emissões.....	31
2.2.7 Sistemas de Injeção de Combustível em Motores Diesel	34
2.2.8 Bico injetor.....	36
2.3 MOTOR DIESEL NO SETOR FERROVIÁRIO	39
2.4 MODELAGEM NUMÉRICA DE MOTORES DIESEL	41
2.4.1 AVL FIRE TM	42
3. METODOLOGIA	46
3.1 AMBIENTAÇÃO COM O ESTUDO	46
3.2 MODELAGEM DO MOTOR	48
3.3 PARÂMETROS DAS SIMULAÇÕES	54
4. RESULTADOS E DISCUSSÕES.....	60
4.1 RESULTADOS GLOBAIS	60
4.2 TEMPERATURA	64
4.3 ÓXIDOS DE NITROGÊNIO.....	67
4.4 FULIGEM.....	69
4.5 CONSIDERAÇÕES.....	72
5. CONCLUSÕES	74
REFERÊNCIAS.....	76
APÊNDICE A – VISITA A VALE S.A.: INFORMAÇÕES REQUERIDAS	79

1. INTRODUÇÃO

Estudos orientados à sustentabilidade e eficiência energética têm sido alavancados nos últimos anos, sobretudo no setor de transportes, por conta das questões ambientais cada vez mais relevantes. O consumo de combustível e a redução de gases poluentes caracterizam a eficiência dos motores de combustão interna, afirma Heywood (1988). Neste sentido, os sistemas de injeção de combustível assumem um papel fundamental no desempenho dos motores, pois dependendo das configurações geométricas e operacionais de cada projeto, relacionam-se diferentemente com os parâmetros de consumo, emissões, potência e o torque produzidos.

Entre os poluentes emitidos pelo motor, destacam-se o *CO*, *NOx*, *SOx* e a formação de fuligem. Segundo Li *et al.* (2013), as emissões do motor diesel têm impacto severo no aquecimento global e na formação de ozônio troposférico, sendo responsáveis por 19,47% e 17,54%, respectivamente, de todo o impacto ambiental causado no ciclo de vida do motor. Entretanto, Choi e Reitz (1999), Fuster *et al.* (2009) e Reitz (1995), conforme citado por Soni e Gupta (2017), destacam que as emissões podem ser controladas e minimizadas otimizando parâmetros geométricos e operacionais do sistema de injeção, como o ângulo de injeção e a interação com a parede do cilindro, por exemplo.

As características do jato influenciam na mistura ar-combustível na câmara de combustão, desta maneira, possibilitam aprimorar a reação de queima e, assim, reduzir os impactos no ecossistema (SUBRAMANIAN; LAHANE, 2011). Segundo Martins (2006), o maior problema na combustão do motor diesel ainda está em assegurar uma mistura suficiente entre ar e combustível de modo que se obtenha a queima completa do que foi inserido no cilindro.

De acordo com as qualidades construtivas de cada motor, tem-se movimentos intensos de circulação de gases dentro da câmara de combustão, conhecidos por *swirl* e *squish*, os quais devem atuar em sintonia com os parâmetros da injeção a fim de se obter as melhores respostas operacionais. Entretanto, motores com pistões largos, por exemplo, operam em baixas velocidades, fato que não favorece à movimentação dos gases (ar e produtos de combustão remanescentes – *EGR Exhaust Gas Recirculation*) dentro da câmara. Desta maneira, o combustível solicita pressões e tempos maiores para se misturar com o ar. Além disso, nestes casos, costuma-se empregar geometrias de cabeça de pistão rasas e uma maior quantidade de orifícios de jato no injetor, de modo que o combustível seja direcionado para todas as regiões da câmara sem comprometer o desenvolvimento do processo de combustão nos múltiplos jatos (*spray*). Tem-se, normalmente, as menores interrupções de *spray* nos maiores ângulos de injeção, pois evita-

se o contato da mistura com a parede do cilindro, que se encontra em temperaturas menores e, assim, favorecem a combustão incompleta (MERKER, SCHWARZ E TEICHMANN, 2012).

A direção do jato é delineada de acordo com as características de operação do motor e com o formato da câmara de combustão, principalmente na cavidade da cabeça do pistão (*piston in bowl*). Mudanças no ângulo de injeção, mesmo que na ordem de apenas 2 graus, já provocam alterações significativas na formação de fuligem e no consumo de combustível do motor (REIF, 2014).

Estudar estas relações com diferentes configurações de motores em bancada se torna quase que impraticável, devido aos altos custos de teste e fabricação de componentes. Logo, a simulação numérica surge como uma abordagem interessante a este problema, reduzindo também o tempo para a obtenção dos resultados. Gorji-bandpy, Soleimani e Ganji (2009) encontraram, por meio de simulação, que para uma determinada geometria de motor, a mistura do combustível com o ar torna-se mais completa com o aumento do ângulo de injeção, resultando em maiores emissões de *NOx* e menos fuligem. Wei *et al.* (2014) simularam três ângulos diferentes (146°, 150° e 154°) para outra geometria de cilindro, e concluíram que as emissões de *NOx* e fuligem foram menores com 154° e 146°, respectivamente.

Neste cenário, entender a influência destes parâmetros no funcionamento do motor se mostra promissor, principalmente, aos campos com consumo elevado de combustível, como o setor ferroviário brasileiro, por exemplo. De acordo com a empresa VALE S.A (2008 *apud* PEREIRA, 2009), mais de 90% do custo variável da Estrada de Ferro de Carajás (EFC), ao longo do ano de 2007, foi proveniente do óleo diesel. Portanto, uma redução no consumo de combustível, mesmo que pequena, já representa um ganho significativo em valores.

Sendo assim, o presente trabalho busca analisar numericamente, utilizando Dinâmica de Flúidos Computacional (CFD - *Computational Fluid Dynamics*), a influência da variação do ângulo de injeção no comportamento fluidodinâmico do jato junto às respostas de um motor diesel com características geométricas e operacionais similares às encontradas em motores de locomotivas, Por meio do programa AVL FIRE™, simulou-se três diferentes ângulos de injeção (153°, 160° e 167°), a fim de avaliar a resposta numérica do motor em termos de potência, torque, consumo e emissões (*NO* e fuligem).

O desenvolvimento do estudo está estruturado em cinco capítulos. No segundo capítulo, realiza-se uma revisão bibliográfica objetiva acerca dos motores de ignição por compressão, com foco na utilização destes equipamentos em locomotivas diesel-elétricas, especialmente na Dash 9 - 40BBW, bem como são tratados os modelos numéricos existentes que reproduzem o funcionamento desses motores. No capítulo três, é descrita a metodologia empregada,

prossequindo para os resultados obtidos das simulações no quarto capítulo. Por fim, as conclusões do estudo estão no capítulo cinco.

1.1 OBJETIVOS

1.1.1 Objetivo Geral

Analisar numericamente a resposta em termos de potência, torque, consumo de combustível e emissões (*NO* e fuligem) de um motor de ignição por compressão, plausível de comparação com os atuais sistemas utilizados em locomotivas, usando três diferentes ângulos de injeção (153° , 160° e 167°) com uma geometria de pistão fixa.

1.1.2 Objetivos Específicos

Para atingir o objetivo geral, são planteados os seguintes objetivos específicos:

- Reproduzir a geometria de motor (cilindro, pistão e câmara de combustão) para a realização das análises numéricas de forma similar às características da DASH 9 - BB40W;
- Retratar com coesão as condições de operação do sistema a ser utilizado em termos de pressão, temperatura e outras variáveis de entrada para a simulação numérica;
- Analisar o modelo de motor reproduzido em ferramentas de simulação do programa AVL FIRE™;
- Validar o modelo com dados reais de operação;
- Diferenciar as respostas (potência, torque, consumo e emissões) do motor proposto ao utilizar os diferentes ângulos de injeção: 153° , 160° e 167° .

2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Neste capítulo, aborda-se as principais informações e conceitos acerca da temática do trabalho que auxiliam na compreensão da metodologia empregada e nos resultados obtidos.

2.1 HISTÓRICO

Antes dos Motores de Combustão Interna (MCI), vapor de água era gerado em caldeiras externas e utilizado para se obter a energia mecânica necessária para a movimentação dos pistões das famosas máquinas a vapor. Este engenho era extremamente difundido pela indústria, porém necessitava de espaço excessivo e atingia níveis ínfimos de potência e rendimento térmico (REIF, 2014).

A partir da década de 1860, os MCI começaram a virar realidade, mesmo com resultados pouco expressivos. Os primeiros motores deste tipo utilizavam misturas de ar-combustível (vapor de carvão) a pressão atmosférica, isto é, sem compressão antes da combustão, como o motor de J. J. E. Lenoir (1822 – 1900), que apresentava potência de 6 cavalos e, aproximadamente, 5% de rendimento térmico (HEYWOOD, 1988).

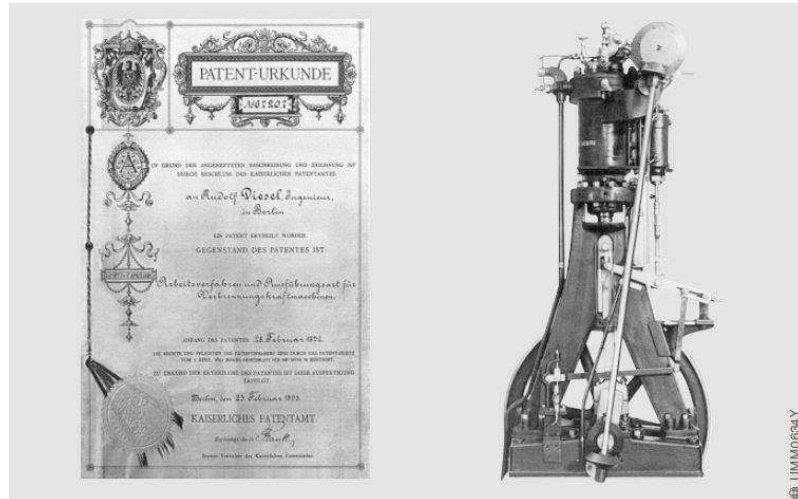
Um desenvolvimento melhor sucedido foi o de Nicolaus A. Otto (1832 – 1891) e Eugen Langen (1833 – 1895), que propuseram, em 1876, quatro ciclos de operação para um motor, o Ciclo Otto: admissão, compressão, combustão e exaustão. Desta maneira, segundo Reif (2014), conseguiu-se uma redução significativa no tamanho dos motores quando comparados aos anteriores que utilizavam misturas a pressão atmosférica.

A partir dos estudos de Otto e Langen, surgiram diversos outros motores, fato que comprovou o tamanho do avanço atingido na época. Contudo, só em 1892 que um novo conceito de MCI permitiu subir mais um degrau na busca por melhores níveis de eficiência térmica. Rudolf Christian Karl Diesel (1858 – 1913) desenvolveu o Motor de Combustão Interna de Ignição por Compressão: um motor em que o início da combustão se dá por meio da autoignição do combustível ao injetá-lo no cilindro com o ar previamente aquecido pelo próprio ciclo de compressão, o famoso motor diesel.

O intuito de Diesel era substituir as máquinas a vapor por um novo tipo de motor com maior rendimento térmico, maiores taxas de compressão e tamanho reduzido. Entretanto, o primeiro motor criado por Diesel, em 1897, apresentava 4,5 toneladas, 3 metros de altura e eficiência em torno de 26% (REIF, 2014). A Figura 1 apresenta o protótipo criado por Diesel por

meio da patente intitulada “Processo Operacional e Tipo de Construção para Motores de Combustão”, do Escritório de Patentes Imperial de Berlim, datada de 28 de fevereiro de 1892

Figura 1 - Documento de patente do motor diesel e o protótipo de 1894.



Fonte: Adaptado de Reif (2014).

O princípio da autoignição em temperatura e pressões elevadas ainda assim foi comprovado e o primeiro motor diesel foi alcançado em 1897 em parceria com a empresa alemã *Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg* (MAN). Anos mais tarde, a abundância dos recursos não-renováveis derivados de petróleo levou a firmação do óleo diesel no mercado como o combustível para estes motores.

Com melhorias no sistema de injeção de combustível e no processo de mistura com o ar, a invenção de Diesel evoluiu significativamente pelo mundo como uma das melhores alternativas para a geração de movimento. Hoje, depois de mais de um século de evolução destes sistemas, a atenção está voltada para otimizações por meio de novos materiais e ajustes que possibilitem reduções de peso, tamanho, custo, consumo e emissão de gases poluentes (HEYWOOD, 1988).

2.1.1 Aplicações do motor diesel

Os primeiros motores diesel eram grandes e pesados no intuito de garantir as pressões elevadas exigidas dentro do cilindro. Assim, estavam voltados às aplicações estacionárias. Porém, com a evolução dos anos, logo no início do século XX, o cenário mudou. A era dos navios a vela e vapor chegou ao fim com o primeiro navio a motor diesel, lançado em 1903 e com

potência de 25 bhp. Sequencialmente, em 1913, viu-se a primeira locomotiva a diesel operar regularmente uma linha ferroviária, a suíça Sulzer com cerca de 1000 bhp (REIF, 2014).

Torque, potência, economia, confiabilidade, segurança e sustentabilidade são as principais vantagens do motor diesel quando comparado ao motor de ignição por centelha. Desta maneira, a aplicação do diesel está voltada aos setores onde estas características são fundamentais para o andamento das atividades exercidas. Por consequência, os motores diesel mantêm a posição dominante nas seguintes aplicações:

- Motores estacionários;
- Navios;
- Locomotivas;
- Máquinas agrícolas;
- Veículos de carga.

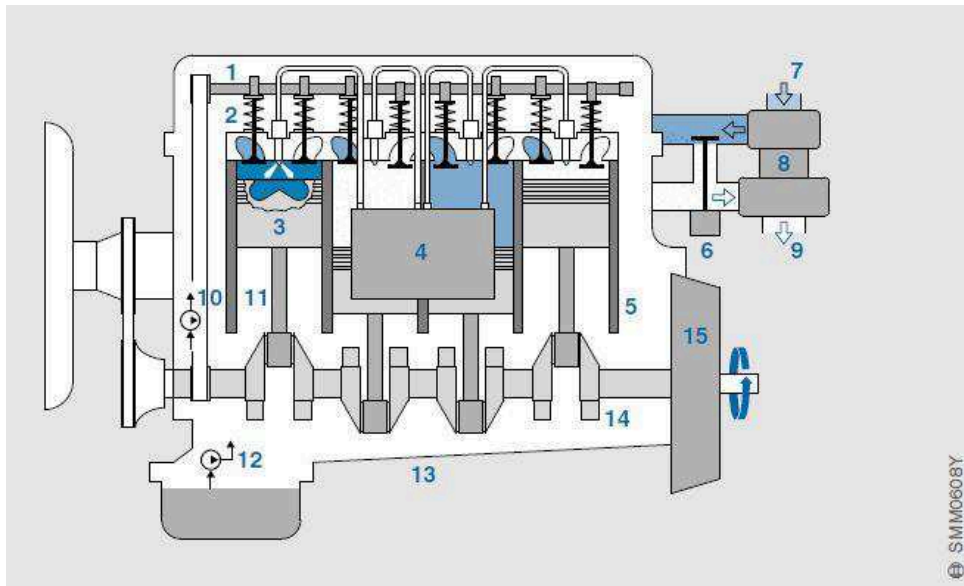
2.2 PRINCÍPIOS DE FUNCIONAMENTO DO MOTOR DIESEL

Nesta seção, aborda-se temas quanto ao funcionamento do motor diesel. Busca-se apresentar os principais elementos e conceitos envolvidos em todo o processo de forma coerente e objetiva.

2.2.1 Modo de Operação

Há diferentes tipos de motores de ignição por compressão quanto ao número e localização das válvulas, método de preparação da mistura de ar e combustível, formato da câmara de combustão e mecanismos de resfriamento. Entretanto, o princípio e a estrutura básica são similares. A Figura 2 apresenta o esquema típico de um motor diesel.

Figura 2 - Esquema de um motor diesel de quatro cilindros.



Fonte: Adaptado de Reif (2014)¹.

Conforme apresentado na Figura 2, nos motores de combustão interna de ignição por compressão, o ar e o combustível se misturam dentro do próprio motor, o qual pode apresentar um ou mais cilindros (5). Primeiramente, o ar é injetado e altamente comprimido dentro da câmara de combustão. Deste modo, há um aumento da temperatura do ar capaz de provocar a ignição espontânea do óleo diesel quando injetado no cilindro pouco antes do momento requerido para a combustão. A energia liberada pela queima da mistura de ar e combustível é convertida em energia mecânica, movimentando os pistões (3) que acionam as bielas (11) e transformam este movimento linear na rotação do virabrequim (14). Por fim, um volante (15) de contrapeso é instalado junto ao virabrequim a fim de manter a rotação do motor contínua.

Destaca-se que o controle da carga produzida pelo motor diesel é realizado por meio da variação da quantidade de combustível injetado (4), já que a relação de ar fornecida para a câmara de combustão pouco se altera. A maioria dos motores diesel contam com turboalimentadores ou superalimentadores (8) que aumentam a quantidade de ar inserida no cilindro e, desta forma, aumentam a potência da máquina ao permitir injetar quantidades maiores de combustível sem que ocorra queimas incompletas, garantindo, assim, níveis menores de emissões. Além disso, parte dos gases de exaustão são reutilizados na admissão do motor. Este artifício permite

¹ Figura 2: (1) Eixo de comando de válvulas; (2) Válvulas; (3) Pistão; (4) Sistema de injeção de combustível; (5) Cilindro; (6) Recirculação dos gases de exaustão; (7) Coletor de admissão; (8) Turboalimentador; (9) Tubo de escape; (10) Sistema de arrefecimento; (11) Biela; (12) Sistema de lubrificação; (13) Bloco do motor; (14) Virabrequim; (15) Volante; Tradução nossa.

reduzir, principalmente, as emissões de NO_x . Se estes gases de recirculação forem resfriados antes de serem levados junto a admissão, a redução de NO_x é ainda mais significativa.

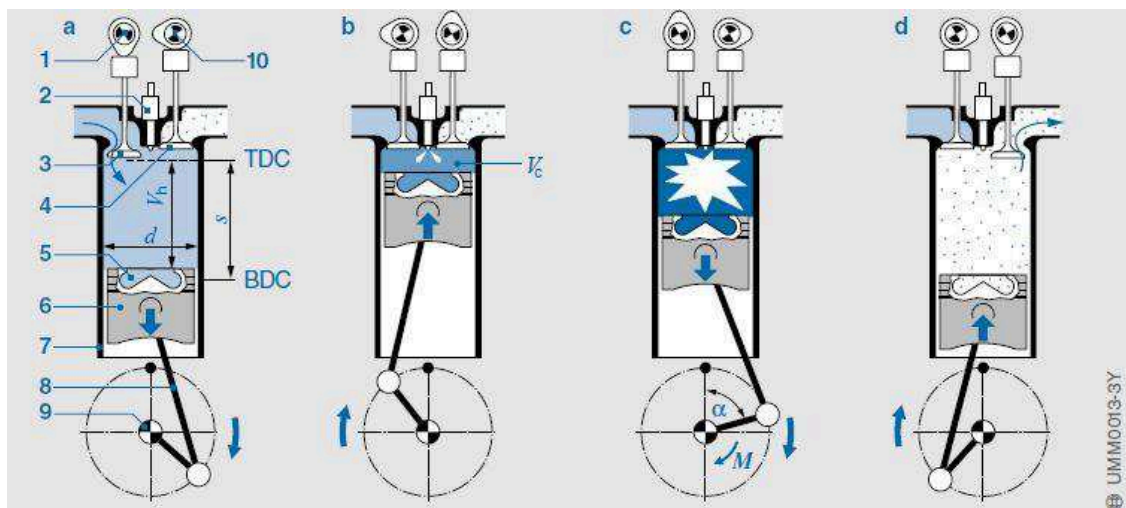
Agora, um aspecto construtivo importante é o número de ciclos de operação do motor. Os motores diesel podem apresentar modos de operação em dois ou quatro ciclos, também conhecidos como tempos. Os motores dois tempos realizam uma combustão a cada giro do virabrequim, são mais simples em termos de construção, porém estão cada vez mais restritos a determinadas aplicações por conta da menor eficiência quando comparado ao motor quatro tempos.

O motor quatro tempos assumiu a hegemonia do mercado e, atualmente, é o tipo de motor diesel mais aplicado. Por conta disso, cabe-se explanação sobre o funcionamento de cada um dos quatro ciclos.

2.2.2 Ciclo de Operação Quatro Tempos

No motor quatro tempos, são necessárias duas rotações do virabrequim para concluir o ciclo. Desta maneira, tem-se uma combustão a cada dois giros do motor. Há válvulas que controlam a entrada e saída de ar e limitam cada processo. A Figura 3 apresenta o funcionamento deste ciclo de trabalho.

Figura 3 - Ciclo de operação do motor quatro tempos.



Fonte: Adaptado de Reif (2014).²

² Figura 3: (a) Admissão; (b) Compressão; (c) Combustão; (d) Exaustão; (1) Eixo de cames da válvula de admissão; (2) Injetor de combustível; (3) Válvula de admissão; (4) Válvula de escape; (5) Combustão; (6) Pistão; (7) Parede do cilindro; (8) Biela; (9) Virabrequim; (10) Válvula de exaustão; (α) Ângulo de rotação do virabrequim; (d) Diâmetro do cilindro; (M) Momento angular; (s) Curso do pistão; (V_c) Volume da câmara de combustão; (V_h) Volume do cilindro; (TDC) Ponto Morto Superior; (BDC) Ponto Morto Inferior; Tradução nossa.

Dentro que foi visto, o funcionamento dos quatro ciclos de operação pode ser explicado com base na Figura 3 em:

- a) **Admissão:** o ciclo inicia quando o pistão (6) parte do TDC – Ponto Morto Superior e desce, aumentando a capacidade de ar dentro do cilindro. Nesse mesmo período, a válvula de admissão (3) é aberta e o ar entra pela pressão negativa criada no cilindro. Destaca-se que nos motores diesel o ar entra sem restrições, ou seja, não há a válvula borboleta como nos MCI de ignição por centelha. A etapa é finalizada quando o pistão está próximo ao BDC – Ponto Morto Inferior na ocasião em que o volume do cilindro atinge o máximo com $V_h + V_c$;
- b) **Compressão:** inicia-se a etapa com o fechamento das válvulas de admissão. As válvulas de escape (4) também permanecem fechadas enquanto o pistão começa a se movimentar em direção ao TDC comprimindo o ar existente dentro do cilindro. A taxa de compressão neste caso varia de 12:1 até 24:1 de acordo com os aspectos construtivos de cada motor. Com a compressão, eleva-se a temperatura do ar até próximo dos 900 °C. Quando o pistão se aproxima do TDC, o combustível é injetado sob alta pressão no ar quente e comprimido. A etapa se finaliza quando o pistão chega ao TDC na ocasião em que o volume do cilindro atinge o menor valor com apenas V_c ;
- c) **Combustão:** a ignição do combustível não é coincidente com o momento da injeção. Há alguns graus de rotação do virabrequim de atraso para a ignição, até que o spray se desenvolva e encontre as condições necessárias para a autoignição do combustível e, por consequência, o processo de combustão. Ao queimar-se, a mistura aumenta ainda mais a temperatura e a pressão do cilindro, a qual aplica uma força na cabeça do pistão e o empurra para baixo, transformando a energia química do combustível em energia cinética. A quantidade de energia liberada pela combustão é determinada pela massa e poder calorífico do combustível injetado. A etapa é finalizada quando o pistão chega ao BDC;
- d) **Exaustão:** Pouco antes do pistão chegar ao BDC, as válvulas de escape são abertas e, agora os gases são expelidos por conta da maior pressão no cilindro em relação ao exterior. Conforme o pistão se move em direção ao TDC, ele também força os gases a

saírem. Momento antes de atingir o TDC, as válvulas de admissão também são abertas e dão início a lavagem do cilindro com uma intensa circulação de ar neste período. A etapa se finaliza quando o pistão chega ao TDC, assim como conclui todo o ciclo 4 tempos, totalizando os dois giros do virabrequim.

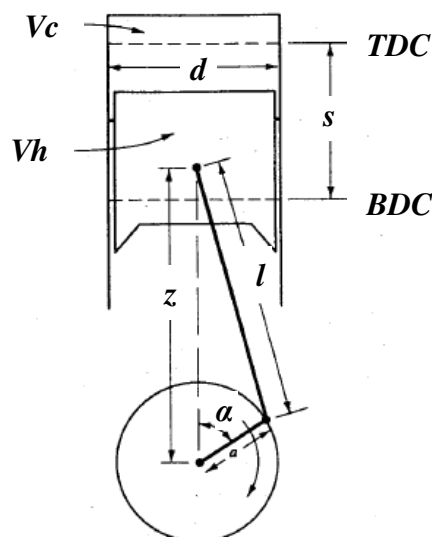
2.2.3 Parâmetros do Motor Diesel

O desempenho dos motores é influenciado por diversos parâmetros definidos já no projeto do equipamento. Estes parâmetros impactam na potência, no torque, no nível de emissões e no consumo de combustível da máquina, assim, devem ser pensados a fim de se obter a melhor resposta do motor conforme a aplicação desejada. Além disso, por meio destes parâmetros, é possível comparar diferentes motores e entender a relação de cada um deles na resposta final da máquina (HEYWOOD, 1988).

Desta maneira, a seguir são apresentados os principais parâmetros e curvas características dos motores, bem como as fórmulas de cálculo para cada um.

- **Propriedades Geométricas:** são parâmetros que descrevem a geometria básica dos motores e estão relacionados com a Figura 4 a seguir.

Figura 4 - Geometria do cilindro, pistão, biela e virabrequim.



Fonte: Adaptado de Heywood (1988).³

³ Figura 4: (**TDC**) Ponto Morto Superior; (**BDC**) Ponto Morto Inferior; (**s**) Curso do Pistão; (**Vc**) Volume da câmara de combustão; (**Vh**) Volume do cilindro; (**d**) Diâmetro do cilindro; (**z**) Distância entre o eixo do virabrequim e o eixo do pino do pistão; (**l**) Comprimento da biela; (**a**) Raio da manivela; (**α**) Ângulo de rotação do virabrequim.

- Volume do Cilindro entre TDC e TBC (V_h):

$$V_h = \frac{\pi d^2}{4} s \quad (1)$$

- Volume Total (V_t):

$$V_t = V_c + V_h \quad (2)$$

- Razão de Compressão (r):

$$r = \frac{V_c + V_h}{V_c} \quad (3)$$

- Razão (R_{bs}) entre o Diâmetro do Cilindro (d) e o Curso do Pistão (s):

$$R_{bs} = \frac{d}{s} \quad (4)$$

- Razão (R) do Comprimento da Biela (l) e o Raio de Manivela (a):

$$R = \frac{l}{a} \quad (5)$$

- Relação entre o Raio de Manivela (a) e o Curso do Pistão (s):

$$s = 2a \quad (6)$$

A Tabela 1 reúne os valores típicos destes parâmetros citados até o momento em função da aplicação do motor diesel, além de demonstrar as velocidades de rotação (N) empregadas.

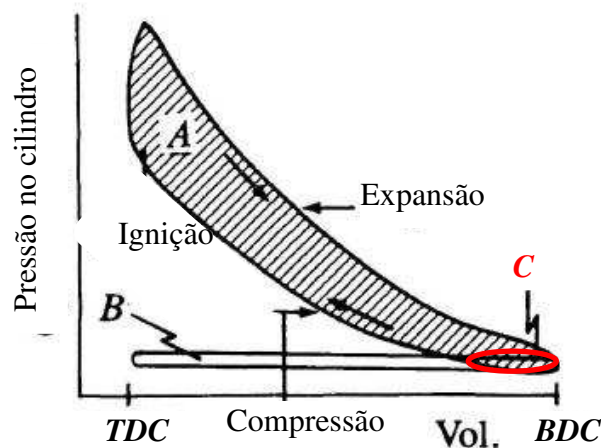
Tabela 1 - Valores típicos de parâmetros geométricos para motores diesel.

Aplicação	Ciclos	R	d (m)	R_{bs}	R	N (rpm)
Carros de passageiros	4T	17-23	0,075-0,1	0,8-0,12	3-4	4000-5000
Caminhões	4T	16-22	0,1-0,15			2100-4000
Locomotivas e Indústria Naval	4T-2T	12-18	0,15-0,4	0,5-0,8	5-9	425-1800
Estacionários e Naval de Grande Porte	2T	10-12	0,4-1			110-400

Fonte: Adaptado de Heywood (1988).

- **Parâmetros Indicados:** estão relacionados ao trabalho exercido pelo ou sobre o fluido, os quais são obtidos por meio do Diagrama Pressão x Volume do motor, como o apresentado na Figura 5 abaixo.

Figura 5 - Diagrama p-V característico de motor diesel 4 tempos.



Fonte: Adaptado de Heywood (1988).

- Trabalho indicado bruto por ciclo ($W_{c,ig}$): trabalho exercido pelo gás durante os processos de compressão e expansão.

$$W_{c,ig} = \int p dV = \text{Área A} + \text{Área C do diagrama p-V} \quad (7)$$

- Trabalho indicado líquido por ciclo ($W_{c,in}$): trabalho exercido pelo gás durante os quatro tempos de operação.

$$W_{c,in} = \int p dV - W_p = \text{Área A} + \text{Área C} - (\text{Área B} + \text{Área C}) \text{ do diagrama p-V} \quad (8)$$

- Trabalho de bombeamento (W_p): trabalho exercido pelo/sobre o gás durante os processos de admissão e exaustão. É negativo caso a pressão de admissão for menor do que a pressão de exaustão (motores naturalmente aspirados).

$$W_{c,ig} = \text{Área B} + \text{Área C do diagrama p-V} \quad (9)$$

➤ **Parâmetros de Desempenho:** são os fatores mais impactantes ao usuário, pois estão atrelados às saídas do motor mais perceptíveis ao senso comum. Entretanto, alguns destes apresentam um problema: são dependentes do tamanho do motor. Assim, dificulta-se a comparação entre duas máquinas distintas.

- Torque (T): a expansão dos gases, durante o ciclo de combustão, aplica uma força sobre o cilindro que é transferida pela biela até girar o virabrequim. Este esforço de rotação é conhecido por Torque, ou Momento Angular (M), e pode ser mensurado em dinamômetros aplicando uma carga F (Newton) sobre um braço de alavanca b (metros), pelo qual se obtém o resultado pela seguinte relação:

$$T = Fb \quad (10)$$

- Potência: é a grandeza que permite mensurar o trabalho realizado num dado intervalo de tempo, dado usualmente em quilowatts (kW) ou *horse-power* (hp). Nos estudos sobre motores, tem-se a potência em função do número de ciclos e da velocidade de rotação do motor. Pode-se aplicar o conceito de potência para diferentes situações, como por exemplo: calcular a energia dissipada em forma de atrito durante a operação (Potência de Fricção) ou, ainda, qual é a Potência de Freio (P_b) obtida a partir das medições de torque do motor, conforme a equação 11 abaixo.

$$P_b = 2\pi TN \quad (11)$$

- Pressão média efetiva de freio (p_{bme}): representa o valor de uma pressão constante aplicada sobre o pistão que realiza o mesmo trabalho efetivo do ciclo de trabalho. Calcula-se pela Potência de Freio dividido pelo volume de ar deslocado por ciclo de operação.

$$p_{bme} = \frac{P_b n_R}{NV_d} \quad (12)$$

Onde n_R é o número de revoluções do virabrequim para completar um ciclo de trabalho, sendo igual a 1 para motores dois tempos e 2 para quatro tempos.

- Rendimento Volumétrico (n_v): mensura a capacidade de admissão de ar do motor por meio da razão entre a massa de ar admitida e volume total do cilindro que poderia ser preenchido, sendo ρ_a a densidade do ar. Em altas rotações, há dificuldade no enchimento do cilindro devido à inércia da massa de ar, fazendo o n_v diminuir.

$$n_v = \frac{m_a}{\rho_a V_C} \quad (13)$$

- Rendimento de Térmico (n_t): uma parcela da energia fornecida pelo combustível não é transformada em trabalho mecânico no motor, mas sim perdida na forma de calor. De forma generalizada, o rendimento térmico é a razão entre a Potência indicada por ciclo (P_{ig}), obtida do $W_{c,ig}$, e a potência fornecida pelo combustível (P_Q).

$$n_t = \frac{P_{ig}}{P_Q} \quad (14)$$

O rendimento térmico atual dos MCI está próximo a 0,42 (HEYWOOD, 1988).

- Rendimento Mecânico (n_m): é a razão entre a energia útil, Potência de Freio (P_b), medida no eixo do motor e a Potência Indicada do ciclo de operação (P_{ig}). Neste último termo, contempla-se a Potência de Fricção (P_f), que contabiliza as perdas energéticas relacionadas à movimentação dos sistemas auxiliares, ao bombeamento nos ciclos de admissão e exaustão e, ainda, perdas por atrito.

$$n_m = \frac{P_b}{P_{ig}} = 1 - \frac{P_f}{P_{ig}} \quad (15)$$

- Rendimento Total (n_T): é a relação entre a potência útil medida no eixo do motor (P_b) e a energia fornecida pelo combustível (P_Q). Também pode ser obtida pelo produto entre os rendimentos térmico e mecânico.

$$n_T = n_t n_m \quad (16)$$

- Consumo Específico de Combustível (*sfc*): mede o consumo de combustível por potência desenvolvida pelo motor, usualmente em kg/J. É um parâmetro com maior aceitação e, assim, é amplamente utilizado para comparação entre dois motores.

$$sfc = \frac{\dot{m}_f}{P_b} \quad (17)$$

Onde \dot{m}_f é a vazão média de combustível por ciclo dada em (kg/s).

- Razão ar/combustível (*A/F*): é a razão entre as massas de ar (\dot{m}_a) e combustível (\dot{m}_f) admitidas no cilindro.

$$A/F = \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_f} \quad (18)$$

Os valores usuais de *A/F* para os MCI figuram entre 12 e 70.

- Razão de combustível/ar (*F/A*): similarmente, pode-se expressar a razão entre as massas de combustível (\dot{m}_f) e ar (\dot{m}_a) admitidas no cilindro.

$$F/A = \frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_a} \quad (19)$$

- Razão Estequiométrica (λ): é a relação entre a razão de ar/combustível real que se atinge dentro da câmara de combustão pela mesma razão só que agora ideal, isto é, necessária para a combustão completa de todo o combustível injetado.

$$\lambda = \frac{\left(\frac{A}{F}\right)_{real}}{\left(\frac{A}{F}\right)_{ideal}} \quad (20)$$

Tem-se que para:

$\lambda < 1$ – Mistura pobre – ar em excesso;

$\lambda = 1$ – Mistura balanceada – ar admitido corresponde ao teórico necessário;

$\lambda > 1$ – Mistura rica – falta de ar.

- Emissões Específicas (sI): dado em kg/J, é razão entre a vazão de poluente emitido e a potência desenvolvida pelo motor.

$$sI = \frac{\dot{m}_i}{P} \quad (21)$$

Onde \dot{m}_i (kg/s) é a vazão média do poluente i (NO_x ou particulados).

- Índice de Emissão (EI): relaciona a vazão de poluente emitida com a vazão total dos gases de exaustão (\dot{m}_e).

$$EI = \frac{\dot{m}_i}{\dot{m}_e} \quad (22)$$

Conforme citado anteriormente, estes parâmetros influenciam diretamente o desempenho geral do motor. Desta forma, deve-se ficar atento a qualquer variação de valores e estudar o reflexo desta mudança no comportamento da máquina térmica.

2.2.4 Óleo Diesel

Diversos combustíveis já foram utilizados nos motores de combustão interna de ignição por compressão ao longo da história. Do querosene até os mais diferentes tipos de óleos vegetais. Entretanto, a abundância dos recursos não-renováveis derivados de petróleo, no século passado, levou a firmação no mercado do óleo diesel como o combustível para estes motores.

Produto oriundo da destilação fracionada do petróleo bruto, sendo composto por inúmeros hidrocarbonetos com temperatura de ebulição na faixa de 180 °C a 360 °C, o óleo diesel apresenta propriedades físico-químicas que facilitam a autoignição quando misturado ao ar dentro da câmara de combustão. Esta característica é fundamental para o funcionamento dos motores de ignição a compressão e é caracterizada no combustível como Número de Cetano (NC). Além disso, outras propriedades interferem no desenvolvimento do processo de combustão,

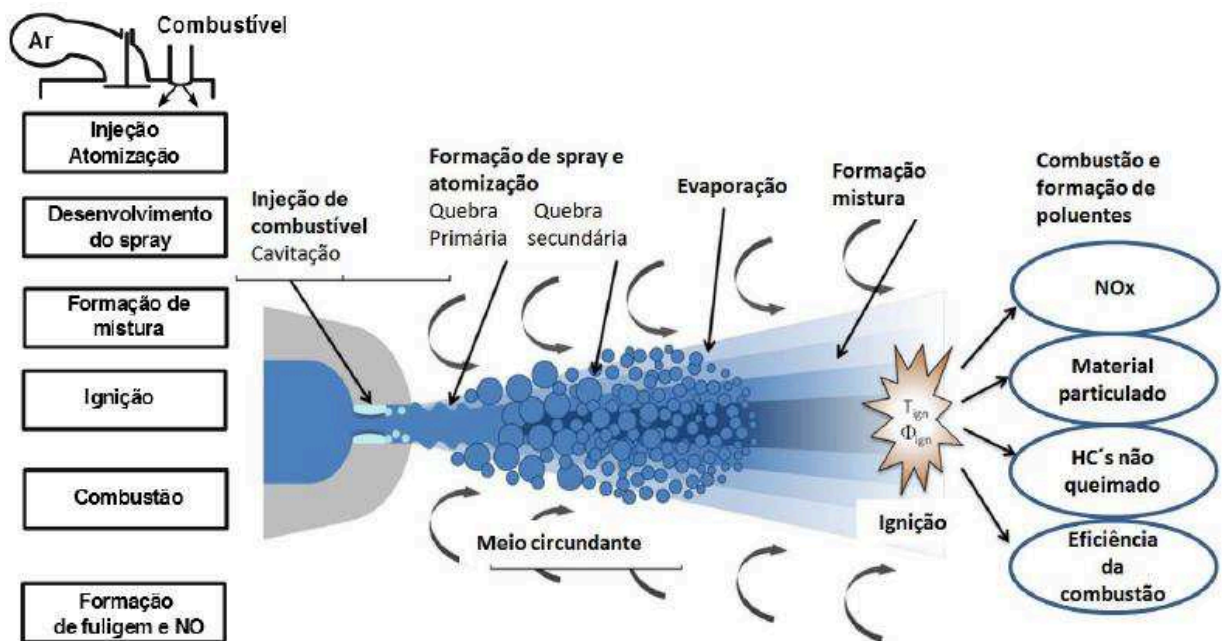
apresentando as principais: poder calorífico, densidade, viscosidade, lubricidade, teor de enxofre, teor de água, resíduos de carbono e contaminação total.

2.2.5 Combustão em Motores Diesel

A combustão é uma reação exotérmica que, em motores diesel quatro tempos, ocorre uma vez a cada dois giros do virabrequim. Conforme mencionado anteriormente, o ar entra na câmara de combustão durante a admissão, é comprimido no ciclo de compressão, onde também se aumenta a temperatura da câmara e, no momento adequado, injeta-se o combustível, o qual por autoignição inicia o ciclo de combustão, responsável pelo trabalho do motor. Ao final, tem-se a expulsão dos gases durante o período de exaustão e lavagem do cilindro para que o processo possa se repetir inúmeras vezes.

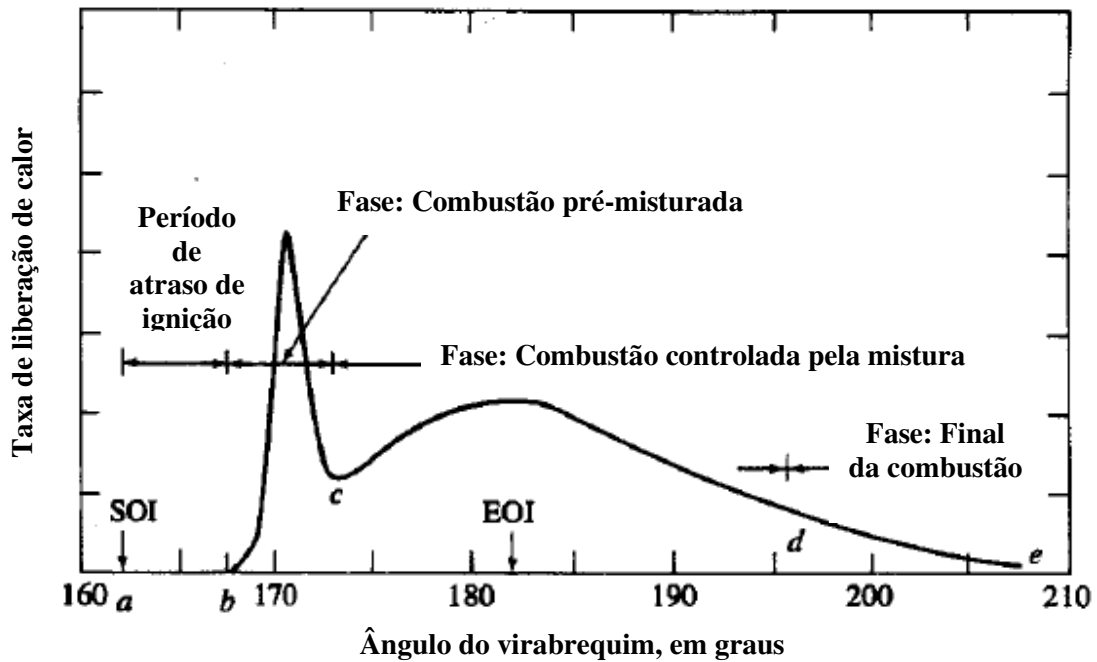
Para que a combustão se desenvolva corretamente, são diversas as variáveis com influência no processo, tendo como principais: a geometria do motor, o sistema de admissão e recirculação de ar, o sistema de arrefecimento, o sistema de injeção e o próprio combustível. Desta maneira, para analisar exclusivamente a combustão, Cancino (2018) e Heywood (1988) dividem o ciclo em determinadas fases, conforme apresentado na Figura 6 e Figura 7 a seguir.

Figura 6 - Esquema geral da combustão em motores diesel.



Fonte: Adaptado de Cancino (2018).

Figura 7 - Fases da combustão em motores diesel.



Fonte: Adaptado de Heywood (1988).

A primeira fase da combustão é definida pelo período entre o início da injeção (**a**) e o ponto de ignição (**b**). O combustível, quando injetado em alta pressão diretamente no cilindro, usualmente introduzido poucos graus antes do ponto morto superior, passa por processos de mudança e necessita de certo tempo para que atinja as condições adequadas de ignição. Primeiramente, ocorre o processo de atomização, em que o jato de combustível injetado se divide em gotículas, as quais se vaporizam já num segundo processo devido à pressão e temperatura da câmara para, então, misturarem-se com o ar e, finalmente, atingirem o ponto de autoignição.

Parâmetros como a geometria do bico injetor, ângulo de injeção e penetração do jato são relevantes para o atraso de ignição, pois direcionam a entrada do combustível para o local de maior temperatura e circulação de ar dentro da câmara de combustão. Deve-se evitar, por exemplo, o alcance do jato até as paredes do cilindro, as quais se encontram em menores temperaturas e contribuem com a combustão incompleta do combustível. Além disso, esta fase é dependente das condições do ambiente em que o motor se encontra. Destaca-se, ainda, que o retardo de ignição se estende por todo o período de injeção, porém se demonstra curto nos motores a diesel por conta das altas taxas de compressão praticadas e dos avanços tecnológicos nos sistemas de injeção.

A segunda fase é conhecida como combustão pré-misturada, em que a mistura formada durante o atraso de ignição sofre combustão, liberando grande quantidade de calor num

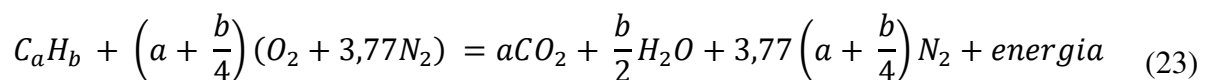
intervalo de tempo significativamente pequeno. Delimitada pelos pontos **(b)** e **(c)** da Figura 8, esta fase é controlada pela razão estequiométrica (λ) de mistura ar-combustível disponível dentro da câmara de combustão. O objetivo é que se tenha uma mistura homogênea para, assim, alcançar os melhores resultados. Entretanto, para tal objetivo, o jato de injeção e o movimento de circulação dos gases devem estar em sintonia. A movimentação dos gases é orientada de acordo com a geometria da câmara de combustão e se desenvolve em dois movimentos principais, *swirl* e *squish*. O *swirl* é o movimento rotacional em torno do eixo de avanço e recuo do pistão, já o *squish* é a dinâmica circular perpendicular a este eixo. Desta forma, harmonizando estes parâmetros tem-se o aproveitamento correto da combustão.

Após um pico de liberação de calor atingido na combustão pré-misturada, chega-se ao regime de combustão controlada pela mistura, entre os pontos **(c)** e **(d)**, isto é, a chama pré-misturada se estabilizou e, agora, combustível e comburente continuam se misturando e, assim, alimentam a chama no interior do cilindro. É nesta fase em que se interrompe o fornecimento de combustível (EOI) e, a partir deste ponto, há um decaimento na liberação de calor.

Por fim, tem-se o desfecho da combustão limitada entre os pontos **(d)** e **(e)** da Figura 8. O combustível restante, não queimado durante as fases anteriores, ainda permite a ocorrência de queimas tardias, porém com proporções de liberação de energia muito menores, pois as condições necessárias para uma combustão completa, geralmente, não são mais atendidas quando se chega a este momento. É nesta etapa que, de acordo com a razão estequiométrica (λ) praticada durante todo o processo de combustão, se observa o produto dos principais poluentes formados: *CO*, *NO_x*, *SO_x*, *HC* e fuligem.

2.2.6 Emissões

Idealmente, tem-se como resultado da combustão completa de um hidrocarboneto genérico água, gás carbônico, nitrogênio e energia, conforme ilustrado na equação 23 a seguir (AVL FIRE, 2017c):



Contudo, a composição química variada dentro do combustível aliada, em muitos casos, à ausência de oxigênio necessário para o processo de combustão completa gera subprodutos

indesejados na combustão. Sendo assim, as principais saídas na exaustão estão detalhadas a seguir, segundo levantamento de Reif (2014):

- **Água (H_2O):** vapor de água é formado no processo de combustão oriundo da oxidação do hidrogênio presente na composição química do combustível e da concentração de água dissolvida no mesmo. Este vapor é esperado da combustão completa e logo é condensado ao resfriar-se;
- **Dióxido de Carbono (CO_2):** o dióxido de carbono é outro produto da combustão completa. O carbono presente na composição química dos combustíveis se junta ao oxigênio e forma um dos gases mais combatidos dos últimos anos. Isto porque ele é um dos responsáveis pelo efeito estufa e cresceu consideravelmente desde a última década. Entretanto, para amenizar os níveis de CO_2 , deve-se reduzir o consumo de combustível, pois estes dois conceitos são diretamente proporcionais;
- **Nitrogênio (N_2):** o ar admitido para a câmara de combustão é constituído por aproximadamente 78% de nitrogênio, desta forma, a maior parte dos gases de exaustão é composta por nitrogênio;
- **Monóxido de Carbono (CO):** abrindo a lista de subprodutos da combustão está o monóxido de carbono, um gás derivado da queima incompleta do combustível, principalmente em misturas ricas, isto é, em que há deficiência de ar na relação ar/combustível. Dentro das emissões, é um dos itens mais críticos, pois é extremamente tóxico aos seres vivos e pode levar o indivíduo a morte por asfixia quando inalado em quantidades maiores;
- **Hidrocarbonetos Não Queimados (HC):** são compostos que apresentam na composição o hidrogênio e o carbono e que não sofreram a queima completa devido à falta de oxigênio no processo. Alguns destes compostos emitem odores desagradáveis, já outros são considerados cancerígenos;
- **Óxidos de Nitrogênio (NO_x):** são compostos formados por nitrogênio e oxigênio, tendo como principais o monóxido de nitrogênio (NO), o dióxido de nitrogênio (NO_2) e o óxido nitroso (N_2O). Estes gases são nocivos ao ser humano, levando a problemas de

intoxicação, hemorragias e até a morte por asfixia. Além disso, eles contribuem na formação de chuva ácida, do fog urbano e degradam a camada de ozônio. A formação destes compostos está ligada com a composição do combustível, modo de operação do motor e, principalmente, com a temperatura da câmara de combustão. Quanto maior a média de temperatura da câmara, maiores os níveis de formação do chamado *NO_x* térmico. Assim, tem-se os maiores níveis de *NO_x* quando a relação ar/combustível está ideal para a combustão completa do combustível, situação com a maior liberação de calor do processo;

- **Dióxido de Enxofre (*SO₂*):** subproduto da combustão de combustíveis com alto teor de enxofre, o *SO₂* agride o meio ambiente, pois reage com o ar e precipita na forma de chuva ácida. Além disso, é altamente tóxico para os seres vivos, causando irritação das vias respiratórias, problemas cardiovasculares e provoca até queimaduras. Por apresentar estas características, na indústria, o *SO₂* é utilizado para a produção do ácido sulfúrico;
- **Particulados:** são partículas de hidrocarbonetos não queimadas completamente, também conhecidos como fuligem. Altamente tóxicos ao ser humano, os particulados também provocam sérios danos contra o motor aumentando o desgaste dos componentes e, ao se depositarem nos bicos injetores, prejudicam o desenvolvimento do jato de combustível dentro da câmara de combustão.

Dada a criticidade destes poluentes, normas regulamentadoras de emissões atmosféricas foram criadas e aperfeiçoadas ao longo do crescimento das indústrias e do setor de transportes. No Brasil, cabe ao PROCONVE (Programa de Controle de Emissões Veiculares), criado em 1986 pelo CONAMA (Conselho Nacional do Meio Ambiente), regulamentar os níveis de poluentes emitidos pelos novos veículos. Em 2012, entrou em vigência a mais recente fase do programa no País, denominada P7, equivalente a EURO 5. Destaca-se que as locomotivas não estão enquadradas neste programa, fato que não estimula a modernização da frota brasileira. Contudo, há um Projeto de Lei da Câmara dos Deputados, PLC nº 126 de 2017, em tramitação pelo Senado que busca estender a abrangência do P7 também para locomotivas, máquinas agrícolas e veículos de transporte de equipamento industrial (BRASIL, 2017).

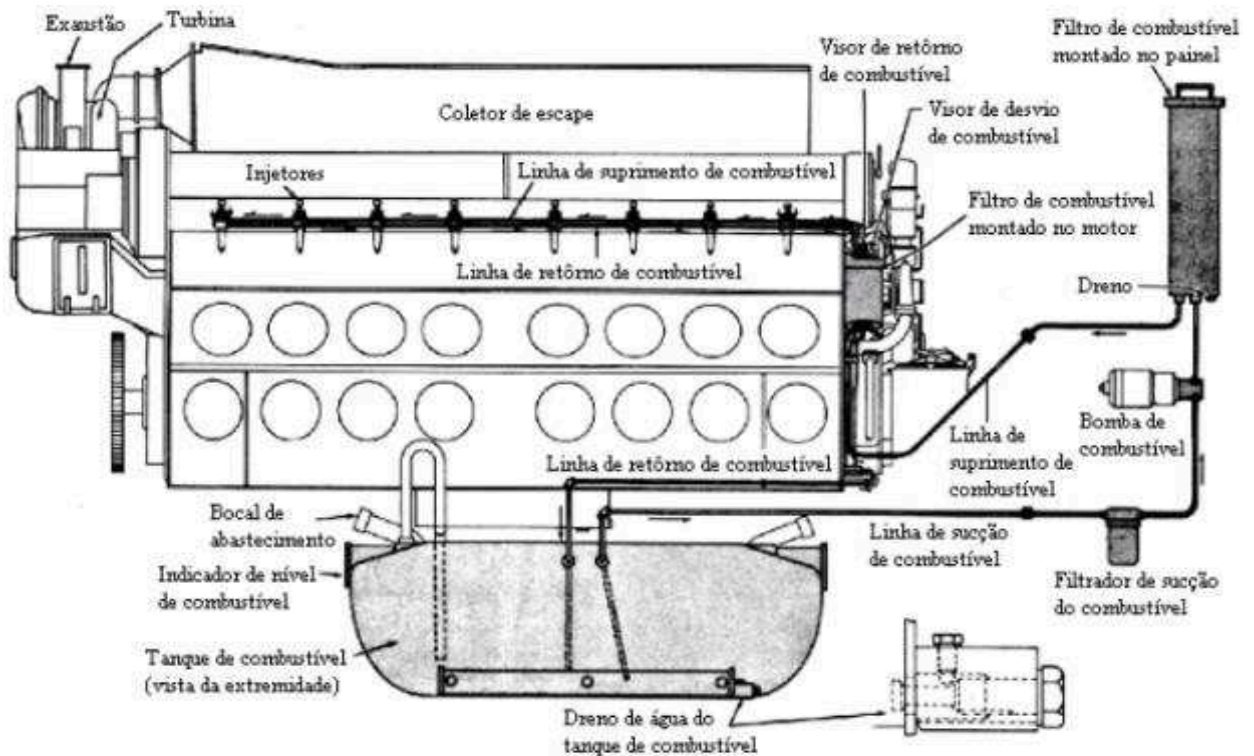
2.2.7 Sistemas de Injeção de Combustível em Motores Diesel

O objetivo do sistema de injeção é alimentar o motor com a quantidade necessária de combustível nas pressões e momentos corretos de acordo com a carga solicitada. No âmbito dos motores diesel, o combustível pode ser injetado de forma direta ou indireta na câmara de combustão ao final do ciclo de compressão. Entretanto, o avanço tecnológico favoreceu a configuração direta, atingindo maiores pressões e menor consumo no motor, quando a mistura ocorre na própria câmara de combustão, aproveitando-se dos movimentos *swirl* e *squish*, conforme a geometria da cabeça do pistão. Desta forma, tem-se a maioria do mercado com injeção direta, principalmente em aplicações de grande porte (REIF, 2014).

Além disso, os sistemas de injeção direta podem ser controlados mecânica ou eletronicamente, destacando-se o último citado, que conta com a atuação de sensores e solenoides, os quais proporcionam melhor gerenciamento de parâmetros, como: tempo de injeção e massa de combustível injetada no cilindro.

A injeção direta é composta, comumente, por circuitos de baixa e alta pressão. A função do primeiro circuito é retirar o combustível do tanque e transportar até o circuito de alta pressão, realizando este processo, sobretudo, por meio de bombas de alimentação e a alocação de filtros, que evitam maiores problemas relacionados às impurezas do combustível no sistema de injeção. Já o circuito de alta pressão é responsável por encaminhar o combustível aos injetores, os quais concluem o processo fornecendo a quantidade adequada do líquido para a câmara de combustão. O excesso de combustível levado até os bicos injetores retorna por meio de dutos para o tanque de combustível. A Figura 8 apresenta os principais componentes e o funcionamento do sistema de injeção direta.

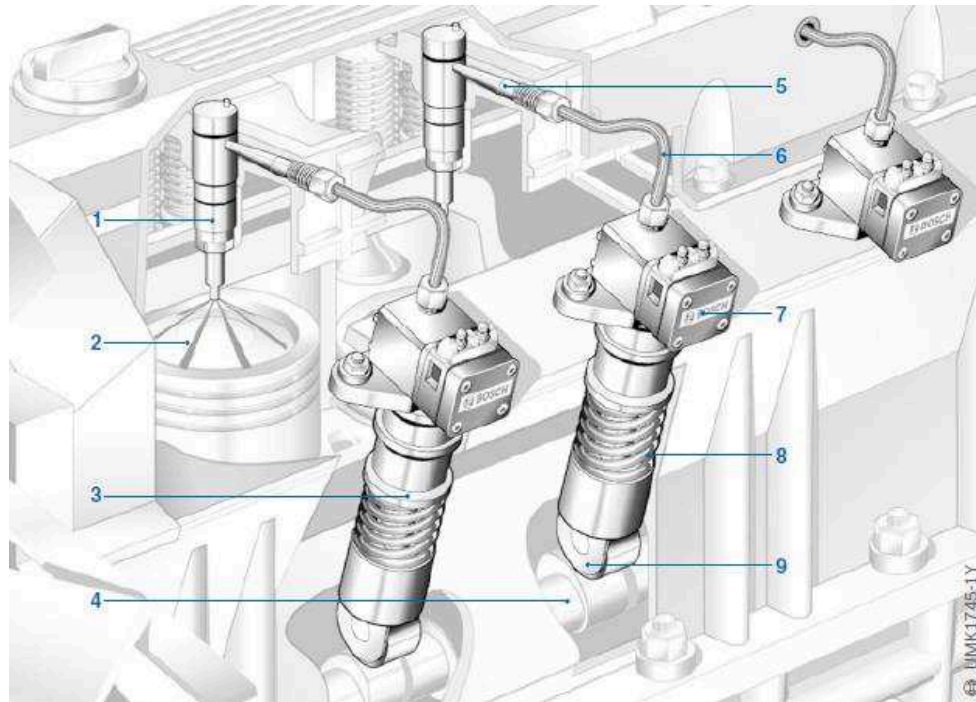
Figura 8 - Componentes do Sistema de Injeção Direta em um Motor Diesel.



Fonte: adaptado de Borba (2009).

Ao analisar, especificamente, a região de alta pressão do sistema, observa-se a configuração conhecida por *Unit Pump System*, em que há uma bomba de alta pressão para cada injetor, as quais são acionadas pelo movimento do eixo de comando de válvulas. Desta maneira, a quantidade de combustível injetada pode ser controlada, porém com pouca flexibilidade, pois o aumento da pressão do sistema e a injeção ocorrem simultaneamente em função da rotação do virabrequim, responsável pelo acionamento do came de válvulas. Dificulta-se, por exemplo, a realização da pré e pós injeção. A Figura 9, a seguir, apresenta a configuração de montagem do *Unit Pump System*.

Figura 9 - Configuração *Unit Pump System*.



Fonte: adaptado de Reif (2014)⁴.

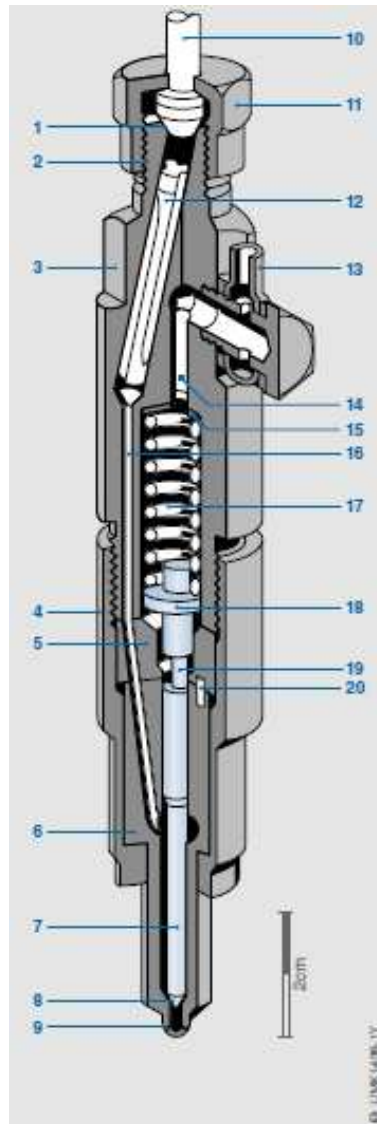
Destaca-se que a injeção eletrônica está intimamente ligada aos controles operacionais do motor diesel, como por exemplo: limite de rotação máxima do virabrequim e ajuste de desempenho em função da altitude. O princípio de funcionamento destes controles está, justamente, no repasse variável de combustível do injetor para a câmara de combustão, visto que a quantidade de ar admitida pouco varia.

2.2.8 Bico injetor

Merker, Schwarz e Teichmann (2012), descrevem o injetor como um dos componentes mais complexos do sistema de injeção, especialmente a porção do bico, pois representa a interface com a câmara de combustão. Composto por uma gama de componentes, a Figura 10 apresenta-os por meio do corte de um injetor padrão, comumente utilizado em motores diesel de injeção direta, e auxiliará na descrição do funcionamento do bico a seguir.

⁴ Figura 9: (1) Porta bico injetor; (2) Câmara de Combustão; (3) Bomba de alta pressão; (4) Árvore de cames; (5) Adaptador; (6) Linha de alta pressão; (7) Válvula solenoide; (8) Mola de retorno; (9) Rolo excêntrico.

Figura 10 - Injetor padrão em corte.



Fonte: adaptado de Reif (2014)⁵.

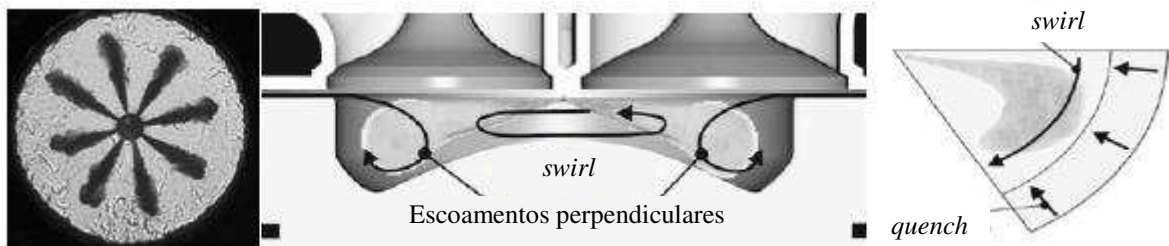
O funcionamento deste componente deve ser preciso para que a pulverização de combustível aconteça de forma que se obtenha a melhor resposta do motor. Para tal tarefa, a mola interna (17) aplica força sob o pino (18), que comprime a agulha (7), e mantém os orifícios de injeção (9) fechados. O combustível entra pelo canal de admissão (10), passa pelo filtro de óleo (12), e encaminha-se pelo canal de pressão (16) até o corpo do bico injetor (6), onde se deposita ao redor da face da agulha (8). Conforme o combustível é admitido, a pressão nesta região

⁵ Figura 10: (1) Cone de vedação; (2) Rosca de conexão central; (3) Corpo do injetor; (4) Porca de retenção do bico; (5) Disco intermediário; (6) Corpo do bico injetor; (7) Agulha; (8) Face da agulha; (9) Orifícios de injeção; (10) Canal de admissão; (11) Porca superior; (12) Filtro de óleo; (13) Conexão de vazamento de combustível; (14) Orifício de vazamento; (15) Calço de pressão; (16) Canal de pressão; (17) Mola interna; (18) Pino; (19) Pino de pressão; (20) Pino de localização; Tradução nossa.

aumenta, chegando a vencer a força da mola e deslocar a agulha para cima. Desta maneira, os orifícios são desobstruídos e o combustível é injetado para a câmara de combustão até que a força da mola volte a ser maior. Ressalta-se que a quantidade de combustível injetada depende do tempo em que a agulha se mantém elevada.

Ao analisar especificamente o bico injetor, tem-se modelos com diferentes geometrias, isto é, com variados números e diâmetro de orifícios e ângulos de injeção. O diâmetro dos orifícios, por exemplo, varia de 0,12 mm para 1,5 mm ao comparar motores de carros de passageiros com motores de grande porte, respectivamente (MERKER, SCHWARZ E TEICHMANN, 2012). Variam-se estes parâmetros em função da quantidade de combustível solicitada, pressão de injeção e busca pelo melhor aproveitamento da movimentação de gases de dentro da câmara de combustão, visto que influenciam diretamente no desempenho da mistura ao longo do ciclo de trabalho, conforme pode ser observado na Figura 11 abaixo.

Figura 11 - Orifícios de injeção e circulação de gases na câmara de combustão.



Fonte: adaptado de Merker, Schwarz e Teichmann (2012).

Destaca-se que motores de grande porte operam com níveis de *swirl* inferiores aos demais, já que não alcançam altas velocidades. Deste modo, apresentam mais orifícios de injeção e geometrias de cabeça de pistão mais rasas para a formação da mistura. O combustível deve ser direcionado sob alta pressão para regiões que permitam o desenvolvimento completo do jato, normalmente, em maiores ângulos de injeção, os quais evitam, por exemplo, o contato excessivo com a parede do cilindro que se encontra em temperaturas menores.

Além disso, deve-se ater à presença de cavitação nos orifícios de injeção desse tipo de motor, pois as pressões de injeção são significativamente maiores do que a do cilindro, criando condições propícias para este fenômeno. A cavitação prejudica a atomização do spray, consequentemente o desenvolvimento do jato e o processo de combustão.

2.3 MOTOR DIESEL NO SETOR FERROVIÁRIO

Dos tempos da locomotiva suíça Sulzer para os dias atuais, evoluiu-se significativamente os motores empregados no setor ferroviário, de modo que seja possível transportar a quantidade de carga imposta atualmente. Exige-se dos motores diesel níveis elevados de torque e potência. Para o transporte de minério de ferro, por exemplo, tem-se composições com 330 vagões, totalizando mais de 45 mil toneladas transportadas em um único trem sobre os trilhos da Estrada de Ferro Carajás (EFC), de acordo com a VALE S.A. (2018).

Deste modo, as locomotivas são equipadas com motores de grande porte e rotação média, tanto em dois quanto quatro tempos, podendo variar a configuração de 8 a 16 cilindros, operando em faixas de potência de 700 até 6300 hp (BORBA, 2009). Dentro de todos os tipos de motores diesel ferroviários, o trabalho presente está ambientado na locomotiva Dash 9 - BB40W⁶, amplamente empregada em território nacional, apresentada na Figura 12, a seguir:

Figura 12 - Locomotiva Dash 9 - BB40W.



Fonte: Contribuidores da Wikipédia (2018).

Segundo Documentação Interna VALE S.A. (2011), a locomotiva Dash 9 - BB40W é equipada com motor diesel da *General Electric* (GE), modelo GE 7FDL16, Tier 0, conforme pode ser observado na Tabela 2 abaixo, onde também estão apresentadas as principais informações construtivas. Destaca-se a configuração em V, a fim de reduzir espaço físico, a taxa de

⁶ DASH 9 - BB40W: **Dash 9** representa uma evolução das antigas Dash 7 e Dash 8; **BB** está relacionado com a quantidade de eixos por truque da locomotiva, sendo BB dois eixos duplos em cada extremidade; **40** indica a potência do motor entregue à tração, em centenas de hp, portanto 4000 hp; **W** representa cabine larga (DOCUMENTAÇÃO INTERNA VALE, 2011).

compressão (r) de 12,7, maior do que os motores ciclo Otto, e o sistema eletrônico de injeção empregado no GE 7FDL, *Unit Pump System*, que permite controlar e variar o tempo de injeção de acordo com a carga solicitada no motor. O governador eletrônico é responsável por este gerenciamento, além de limitar a quantidade de combustível injetada para cada ponto de aceleração. Caso este limite for superado por determinado período, haverá o corte da injeção para proteger o motor de eventuais problemas de rotação excessiva.

Tabela 2 - Dados do GE 7FDL.

Item	Detalhes
Válvulas	4
Diâmetro do cilindro	228,6 mm
Curso do pistão	266,7 mm
Taxa de compressão	12,7:1
Potência	4100 hp, em rotação máxima
Rotação máxima	1050 rpm
Rotação mínima	333 rpm
Injeção	Eletrônica

Fonte: Trains and Loco Wiki (2018)

Fonte: Adaptado de Documentação Interna VALE S.A. (2011).

Já para parâmetros operacionais, segundo Borba (2009), têm-se a admissão de ar no cilindro com pressões entre 15 e 45 psi, chegando entre 400 e 900 psi no ciclo de compressão. Por consequência, a temperatura atinge valores superiores a 500°C, propiciando as condições necessárias para a autoignição do diesel. A razão estequiométrica, normalmente, é superior a 1,3 visto a utilização de turbocompressor para garantir a presença de ar durante todo o processo de combustão. Combinando-se os fatores operacionais com os geométricos, obtém-se as seguintes respostas do motor nos diferentes pontos de aceleração apresentados na Tabela 3 abaixo:

Tabela 3 - Dados operacionais da Dash 9 - BB40W.

Ponto	Potência Nominal (hp)	Potência Auxiliar (hp)	Rendimento
8	4100	113	0,40356
7	3440	90	0,39984
6	2730	65	0,38771
5	2050	60	0,37372
4	1400	40	0,36389
3	950	35	0,34961
2	420	20	0,33758
1	190	15	0,31549
Iddle	10	0	0,04799
Low Iddle	5	0	0,03320

Fonte: adaptado de Documentação Interna Vale S.A. (2018).

Percebe-se, ao analisar a Tabela 3, que o rendimento cresce com o aumento do ponto de aceleração, porém sabe-se que o esforço de tração é inversamente proporcional à velocidade. Deste modo, deve-se planejar a operação ferroviária em um ponto ótimo, que reúna a melhor combinação destas variáveis conforme a solicitação do cenário inserido e, portanto, atingir a melhor resposta do motor.

2.4 MODELAGEM NUMÉRICA DE MOTORES DIESEL

Quando o assunto é otimizar parâmetros nos motores de combustão interna, análises experimentais demandam tempo e custos elevados. Deste modo, as abordagens de simulação numérica estão com cada vez mais espaço, pois amenizam os problemas citados. Entretanto, os fenômenos envolvidos no funcionamento de um motor não são triviais, contando com inúmeras variáveis, as quais tornam a modelagem numérica uma tarefa extremamente complexa.

Neste sentido, tem-se diferentes modelos numéricos desenvolvidos na literatura voltados para descrever o funcionamento de fenômenos específicos separadamente, como a mistura entre ar e combustível, combustão, formação de poluentes e interação com o cilindro. A dificuldade está para o usuário encontrar a melhor combinação destas ferramentas que descrevam o comportamento do motor como um todo ou, ao menos, o problema investigado.

Felizmente, o progresso da modelagem computacional trouxe programas especializados em determinadas aplicações e, agora, reúnem os principais modelos em uma única plataforma e são capazes de auxiliar o usuário na escolha a ser empregada, melhorando a confiabilidade das respostas do estudo praticado. Todavia, é válido ressaltar que ajustes nos parâmetros de entrada são sempre necessários, de modo que o domínio do estudo se adeque aos modelos numéricos implementados. Este é um processo iterativo ainda difícil, o qual está em função da quantidade e qualidade dos dados que se tem em mãos sobre o problema avaliado.

Nos fenômenos atrelados aos motores, destacam-se programas especializados na Dinâmica de Fluidos Computacional (CFD), como o ANSYS Fluent™ e o AVL FIRE™. Estas plataformas são capazes de avaliar a interação de diversos acontecimentos de dentro de uma câmara de combustão de forma rápida e sofisticada, alcançando resultados confiáveis junto à realidade.

Nesta seção, apresenta-se o AVL FIRE™, bem como os principais submodelos numéricos existentes dentro do programa que descrevem os diferentes fenômenos no motor, focando as explicações nas escolhas adotadas para a realização deste trabalho.

2.4.1 AVL FIRE™

O AVL FIRE™ é um programa de Dinâmica de Fluidos Computacional (CFD) desenvolvido especificamente para avaliar processos importantes na combustão de motores, como injeção de combustível, emissões e escoamentos internos. Criado pelo grupo AVL, empresa desenvolvedora de técnicas de simulação e tecnologia de testes para motores, este programa apresenta uma ferramenta explicativa para simulações em motores diesel, conhecida por *Engine Simulation Environment Diesel* – ESE Diesel.

O ESE Diesel está baseado na formulação do Método de Volumes Finitos (AVL FIRE, 2017a), que se utiliza dos princípios de conservação de massa (24), quantidade de movimento (25) e energia (26) para descrever as variáveis do problema em um domínio finito de volumes de controle. As equações de cada princípio estão expostas a seguir.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x}(\rho u) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho v) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho w) = 0 \quad (24)$$

$$\rho \frac{D\vec{V}}{Dt} = \rho \vec{g} - \nabla P + \nabla \tau \quad (25)$$

$$\frac{DE}{Dt} = W_{ext} + \dot{Q} \quad (26)$$

Em que, ρ é a massa específica do item em estudo; u , v e w representam as componentes da velocidade do escoamento entrando ou saindo do volume de controle nas direções x , y e z , respectivamente; \vec{V} é o vetor com as componentes de velocidade de cada direção, assim como \vec{g} contém as componentes da gravidade; P descreve as pressões que o fluido está sujeito; τ é o tensor que contempla o efeito das forças viscosas atuantes; E é a energia total do sistema (interna, cinética, potencial, entre outras); W_{ext} soma a potência de todas as forças externas e \dot{Q} é a taxa de energia absorvida pelo sistema.

Na prática, segundo Gonçalves (2007), resolve-se as equações diferenciais envolvidas no problema substituindo-as por expressões algébricas mais simples em cada nó da malha criada, ponto localizado no centroide de cada volume finito. Chega-se aos resultados nestes pontos e os extrapolam para as superfícies de cada volume de controle. Deste modo, tem-se a solução do problema em um número discreto de nós, pretendendo se aproximar da solução exata com o

aumento do número de pontos. Entretanto, a limitação computacional sempre estará presente e a malha, como o nome diz, se formará com um número finito de volumes.

Em torno da geração de malhas no ESE – Diesel, há dois conceitos importantes: malha móvel e estruturada por blocos. Caracteriza-se uma malha estruturada quando a numeração dos volumes finitos segue uma ordem fixa, de modo que a indexação de cada volume seja sequencial ao vizinho. Esta organização, segundo Gonçalves (2007), simplifica a programação e, assim, possibilita otimizações nas resoluções do problema. Porém, para geometrias complexas, nem sempre é possível estruturar a malha, acarretando dificuldades em fornecer os dados para os modelos matemáticos. Para amenizar os problemas citados, o ESE – Diesel adota estrutura de malha por blocos, onde dentro de cada bloco se aplica a numeração sequencial dos volumes de controle. De forma resumida, pode-se criar diferentes blocos que descrevam geometrias complexas sem perder a organização dos dados. No AVL FIRE™, por exemplo, é comum separar o jato de injeção e a câmara de combustão por blocos diferentes (AVL FIRE, 2017a).

Já o conceito de malha móvel aplica-se à criação dos volumes de controle, a qual é realizada de forma automática pelo ESE – Diesel, respeitando os blocos estruturais existentes. Com a movimentação da geometria de estudo, ao longo do período de simulação, os volumes de controle se esticam ou comprimem até atingirem determinado limite de razão de aspecto, inserido pelo usuário. Ao atingir este valor, os volumes se dividem, formando novos volumes de controle que respeitem a razão de aspecto. Na prática, tem-se malhas de triângulos ou quadriláteros em 2D e tetraedros ou hexaedros em 3D sendo criadas ao longo da simulação. Contudo, a presença de faces triangulares indica possível falta de refinamento de malha.

Baseados no processo de geração de malha e nas leis de conservação apresentadas acima, o ESE – Diesel conta com submodelos numéricos específicos para a resolução dos fenômenos internos da câmara de combustão, os quais estão apresentados a seguir.

- Combustão: para descrever o processo de combustão, o ESE-Diesel recomenda utilizar o modelo *Extended Coherent Flame Model – 3Z* (ECFM-3Z), evolução do ECFM para a aplicação em diesel. Esta escolha se justifica pelo fato do modelo contemplar a existência de turbulência dentro da câmara, diferentes misturas de fluídos dentro do volume de estudo e desempenhar a autoignição de acordo com as frações de cada mistura. Tem-se frações de combustível não misturado; combustível misturado; EGR e ar não misturados. Deste modo, as fases da combustão e os poluentes emitidos estarão em função das razões de mistura e da turbulência existente;

- Outros modelos existentes: *Eddy Breakup Model, Turbulent Flame Speed Closure Model, PDF Model, Characteristic Timescale Model, Steady Combustion Model, Flame Tracking Model / Lagrange / Euler.*
- *Spray*: o ECFM-3Z deve estar alinhado a um modelo adequado de *spray* para descrever o processo de combustão, em termos de quebras das gotículas e posição delas no espaço, da interação com o a resistência de arrasto, da evolução de evaporação da mistura e da interação com as paredes do cilindro. Assim, tem-se diferentes submodelos de cálculo para cada um dos termos citados, entretanto a dificuldade está em compatibilizá-los com o modelo de combustão empregado. Para este caso de estudo, os submodelos devem descrever fluídos em diferentes fases, contemplar a geometria do bico injetor, da câmara de combustão, as condições iniciais, entre outros. Portanto, neste caso, o ESE – Diesel auxilia o usuário recomendando:
- Modelo de quebra de jato escolhido: *Wave*;
 - Outros: *Chu; GM_B; FIPA; Tab; HuhGosman; KHRT; Wave-Tab*;
 - Modelo de arrasto escolhido: *Schiller Naumann*;
 - Outros: *Ingebo; Uhlherr Sinclair; Stokes; O_Rourke; Wen Yu Ergun; Bubble Drag I; Liu-Reitz; Primary Breakup I*;
 - Modelo de evaporação escolhido: *Dukowicz*;
 - Outros: *Spalding; Abramzon; Multi - component; SCR – Thermolysis; Frolov; Flash boiling + Abramzon I; CMC*;
 - Modelo de interação com as paredes do cilindro escolhido: *Walljet1*;
 - Outros: *Walljet0; Walljet2; Bai Gosman; Amsden O'Rourke; Mundo Sommerfeld; Lagrangean WFM; Reflection; Solid Particle; Maichle Weigand; KuhnkeWruck.*
- Emissões: já para a emissão de poluentes a escolha não é tão complexa, quanto a do *spray*, pois todos os modelos existentes no AVL FIRE™ são capazes de descrever as formações de fuligem e *NO*. Como o escopo do estudo presente está restrito a estes poluentes, recomenda-se pelo ESE – Diesel a utilização de:
- Modelo de formação de *NO* escolhido: *Extended Zeldovich*;
 - Outros: *Extended Zeldovich + Partial Equilibrium; Extended Zeldovich + Prompt + Fuel; Heywood Original; Heywood + radiation correction; Heywood + temperature fluctuations*;

- Modelo de fuligem escolhido: *Kinectic Model*;
 - Outros: *Lund Flamelet Model*; *Kennedy/Hiroyasu/Magnussen*; *Hiroyasu/Nagle/Strickland-Constable*.

Os modelos escolhidos estão fundamentados nas recomendações do AVL FIRE (2017a) e em observações do estado da arte sobre a utilização dos mesmos em outros trabalhos. Observa-se que estes modelos são difundidos na literatura para a análise proposta, tendo em vista a aplicação nos estudos realizados por Soni e Gupta (2017). Wei *et. al* (2014) também aplicam os modelos citados no ESE – Diesel, somente com uma otimização para fuligem. Já James e Paul (2018), apesar de trabalharem com outro programa, também utilizam parte dos modelos, como o ECFM-3Z para a combustão.

Destaca-se que os modelos aplicados aos fenômenos não descritos nesta seção também seguem as recomendações do ESE – Diesel e podem ser conferidos nas documentações do AVL FIRE (2017a), bem como mais informações sobre a combustão, *spray* e emissões em AVL FIRE (2017b), AVL FIRE (2017c) e AVL FIRE (2017d).

3. METODOLOGIA

O trabalho proposto é uma pesquisa de caráter exploratório baseada em dados quantitativos a serem empregados na Dinâmica de Fluídos Computacional (CFD) que, por meio do programa AVL FIRE™, busca analisar a influência do ângulo de injeção no comportamento fluidodinâmico do *spray* junto às respostas de um motor diesel com características geométricas e operacionais similares às empregadas em locomotivas.

Para alcançar os objetivos traçados, a metodologia do trabalho presente foi estruturada em três etapas distintas: 1) ambientação com o estudo; 2) modelagem do motor e 3) definição de parâmetros dos casos a serem estudados. As etapas estão descritas nos tópicos a seguir.

3.1 AMBIENTAÇÃO COM O ESTUDO

O trabalho presente se inicia com a busca pelas informações requeridas para a realização do estudo. Encontrar estas informações em detalhes acerca do funcionamento de motores ferroviários se viu ser de extrema dificuldade devido à falta de popularização do setor tanto na literatura quanto no senso comum. Neste cenário, os dados técnicos requeridos para um estudo tão específico em cima de motores ferroviários estão concentrados e restritos junto às operadoras concessionadas no País, as quais têm acesso direto aos equipamentos, manuais de fabricantes e contam com a expertise da equipe de colaboradores e dos anos de trabalho na área. Portanto, definiu-se como primeira etapa realizar uma visita de ambientação ao estudo em uma operadora ferroviária nacional, a VALE S.A.

A ideia de utilizar Dinâmica de Fluídos Computacional (CFD) para o estudo de motores diesel ferroviários foi apresentada a VALE S.A, que por meio do engenheiro e professor José Luiz Borba aceitou a proposta e permitiu realizar uma visita especial às instalações da empresa, especificadamente ao Complexo de Tubarão, localizado na cidade de Vitória – ES. A VALE S.A. é uma das maiores mineradoras do mundo, a qual pertence o título de líder na produção mundial de minério de ferro, pelotas e níquel. Para alcançar tal feito, opera mais de dois mil quilômetros de malha ferroviária, distribuídos entre a Estrada de Ferro Vitória e Minas (EFVM) e a Estrada de Ferro Carajás (EFC), a fim de interligar os serviços de mina e exportação (VALE S.A, 2018). Somente dentro do Complexo de Tubarão, tem-se atividades gerenciais, comerciais, de produção e de logística, como porto e ferrovia. Com um inventário de locomotivas Dash 9 – BB40W bastante extenso, torna-se o local ideal para realizar a ambientação do estudo proposto.

Conforme Monezi (2005) discorre sobre a visita técnica como um recurso metodológico, deve-se formular cada visita de acordo com a temática de estudo. O autor destaca que é necessário que os alunos façam pesquisa sobre o assunto antes do trabalho no campo como forma de planejamento. Desta maneira, levantou-se os principais questionamentos e informações requeridas para o trabalho de simulação numérica, conforme apresentado no Apêndice A. Com o roteiro em mãos, a visita ocorreu entre os dias 08 e 11 de agosto de 2018. Abaixo, a Figura 13 destaca certos momentos da visita.

Figura 13 - Fotos da visita.



Fonte: O autor (2018).

Durante a visita ao Complexo de Tubarão, teve-se acesso a oficina de locomotivas da empresa, onde foi possível trocar experiências e informações com engenheiros, técnicos e operadores especializados. Destaca-se a área reservada à manutenção de bicos injetores, em que pôde-se observar o funcionamento do componente, os testes de desempenho realizados e coletar medições. Outro prédio visitado foi o do Centro de Engenharia e Logística 2 (CEL 2), onde teve-se a oportunidade de conhecer os equipamentos destinados exclusivamente à capacitação dos colaboradores da empresa, em especial o motor GE 7FDL em corte, no qual é possível visualizar o funcionamento desta máquina com outra perspectiva.

Além destes locais, intimamente ligados ao escopo do trabalho proposto, teve-se a oportunidade de visitar outras áreas da empresa que agregaram na construção do conhecimento junto à formação de Engenharia Ferroviária e Metroviária. Foi possível conhecer, por exemplo, o Centro de Controle Operacional (CCO) da VALE S.A., onde se teve uma ideia do desafio que é operar uma malha ferroviária deste porte, o Centro de Engenharia e Logística 1 (CEL 1), em que se pôde guiar uma composição por meio do simulador utilizado para a capacitação de maquinistas e, ainda, trocar experiências com o Centro de Excelência, grupo formado por

engenheiros experientes em diferentes áreas do conhecimento trabalhando em função da qualidade do setor ferroviário.

3.2 MODELAGEM DO MOTOR

Com as informações levantadas durante a visita, foi possível modelar o motor, por meio da ferramenta ESE – Diesel do AVL Fire™. Soni e Gupta (2017) também empregaram tal ferramenta para avaliar numericamente a dinâmica do *spray* em duas geometrias de pistão diferentes e para três ângulos de injeção (120°, 140° e 160°). A ideia do presente estudo, neste primeiro momento, é manter a geometria do pistão constante e variar apenas o ângulo de injeção para analisar as respostas do motor. Para a construção do modelo, os parâmetros geométricos do motor seguem a Tabela 2, discutida anteriormente, e estão apresentados na Tabela 4 a seguir.

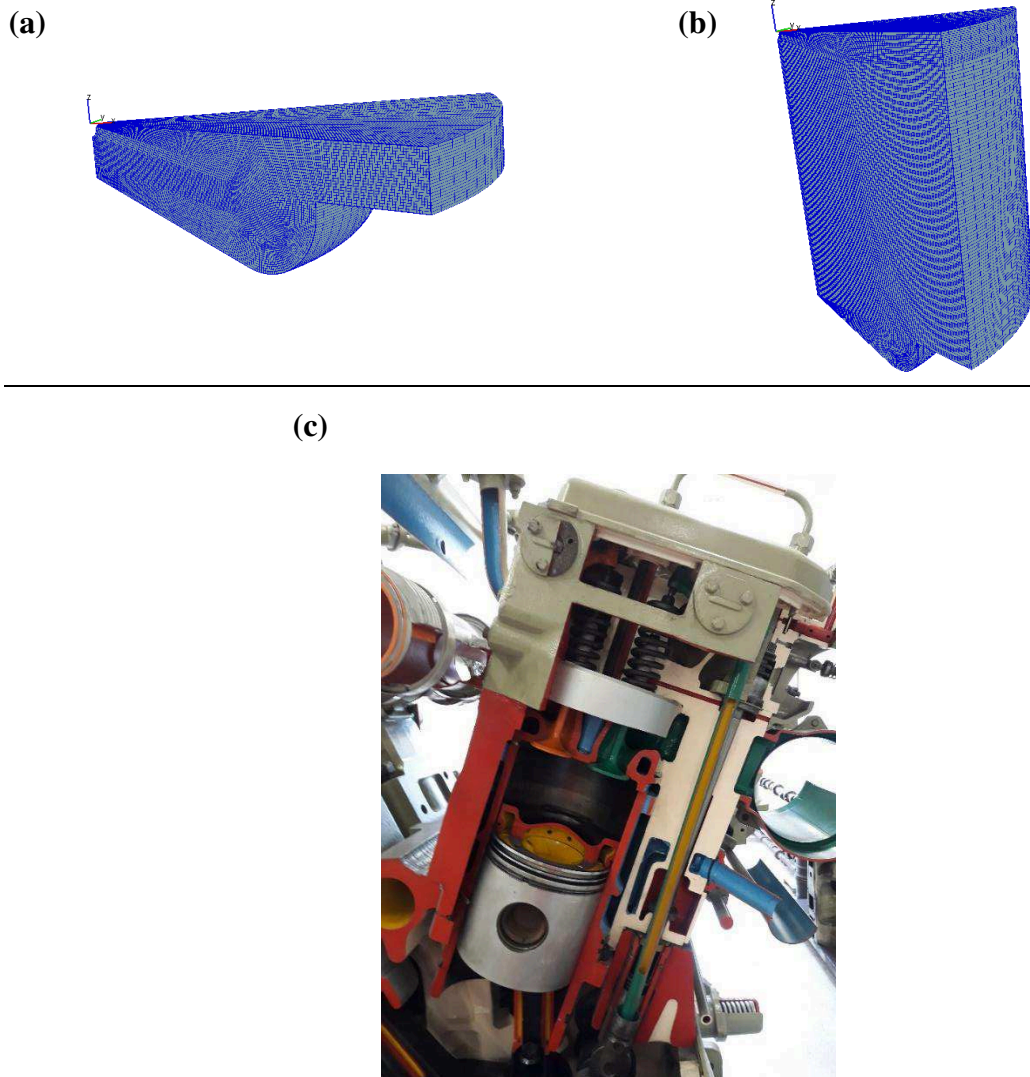
Tabela 4 - Parâmetros geométricos gerais do modelo proposto.

Parâmetro	Descrição
Configuração	V
Número de Cilindros	16
Diâmetro do Cilindro [m]	0,22860
Razão de Compressão	12,7
Raio do Virabrequim [m]	0,13335
Comprimento da Biela [m]	0,59050

Fonte: Adaptado de Documentação Interna VALE S.A. (2011).

A fim de reduzir os esforços computacionais e o tempo para a obtenção dos resultados, modelou-se apenas um cilindro, podendo extrapolar os resultados alcançados para os 16 posteriormente. Além disso, foi possível dentro do ESE – Diesel, trabalhar com apenas uma porção de 45° da câmara de combustão, de modo que se avalie o desenvolvimento de um único *spray* separadamente, pois para geometrias simétricas em torno do eixo central, pode-se dividir os 360° completos do cilindro pelo número de orifícios de injeção que, neste caso, são 8. Seguindo o mesmo princípio, James e Paul (2018) modelaram apenas 60° no estudo sobre a redução de poluentes com a variação de quatro ângulos de injeção (100°, 110°, 120° e 130°) e Wei *et al* (2014) analisam 90° da câmara no estudo de um motor diesel com 4 orifícios de injeção. Desta forma, o segmento de simulação proposto está apresentado a seguir, na Figura 14, o qual representa o formato da câmara de combustão definido pelo contorno das paredes do cilindro utilizado como base para a modelagem.

Figura 14 - Segmento de simulação x Cilindro de base



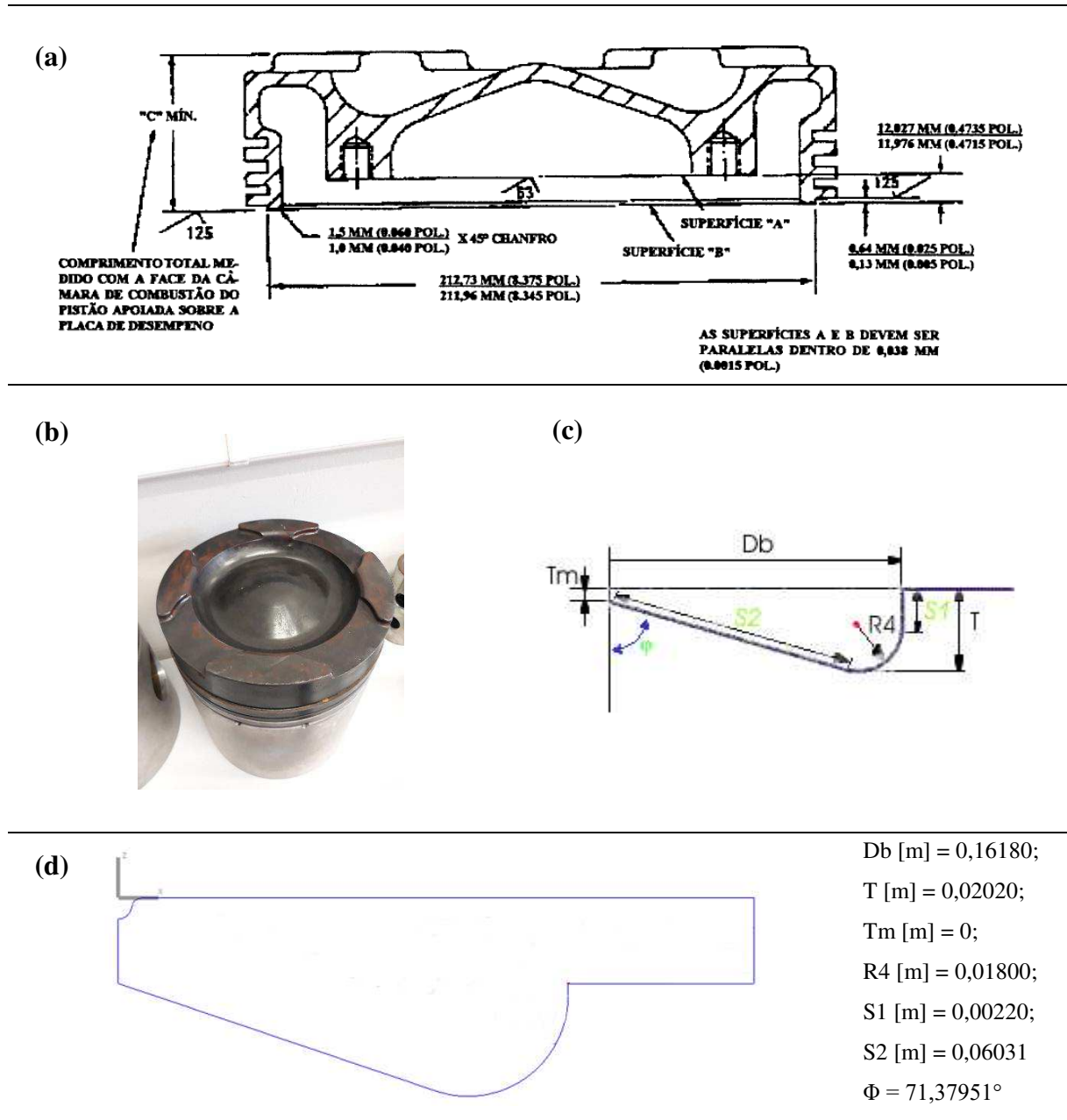
Fonte: O autor (2018)⁷.

Para construir este formato de geometria da cabeça do pistão, utilizou-se de um modelo do ESE – Diesel aplicando as dimensões encontradas em desenho (DOCUMENTAÇÃO INTERNA VALE S.A., 2002) e, ainda, estudando as fotos tiradas durante a visita. Destaca-se que, neste processo, tem-se uma geometria aproximada do pistão modelo, pois poucas medidas estão documentadas e, desta forma, incertezas estão presentes nas outras formas de definição de cotas. Além disso, o modelo não considera os quatro detalhes simétricos no canto do pistão. Para

⁷ Figura 14: (a) Câmara de combustão no ponto morto superior; (b) Câmara de combustão no ângulo 440° do virabrequim; (c) Cilindro de base para a modelagem.

efeito metodológico, as dimensões foram traçadas de modo que a taxa de compressão permanecesse em 12,7.

Figura 15 - Geometria da cabeça do pistão.



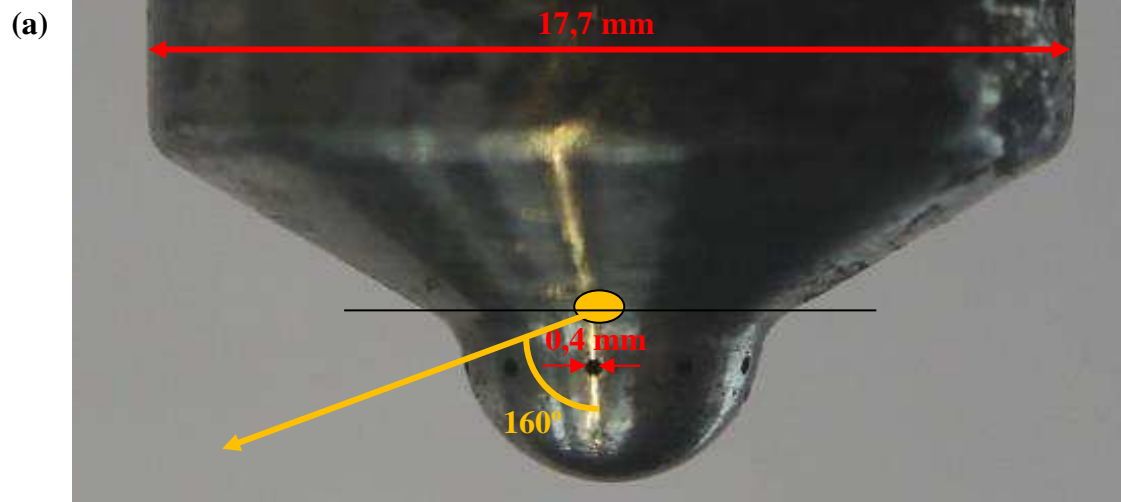
Fonte: Adaptado de Documentação Interna VALE S.A. (2002) e Simulação ESE – Diesel do autor (2018)⁸.

Para a geometria do bico injetor, destaca-se que foi necessário estimar os valores de diâmetro dos orifícios e ângulo de injeção adotados pelo motor de base, pois não são fornecidos pelo fabricante. Realizou-se medições com paquímetro de resolução 0,05 mm na região

⁸ Figura 15: (a) Desenho interno VALE S.A.; (b) Foto do autor com a geometria da cabeça do pistão em foco; (c) Modelo ESE – Diesel; (d) Geometria final de simulação no ponto morto superior.

cilíndrica que precede os orifícios e, por meio de traços semelhantes aos da foto apresentada na Figura 16, aproximou-se o diâmetro com um escalímetro, assim como o ponto em que a agulha pressiona o combustível para os orifícios, dando origem ao ângulo de injeção.

Figura 16 – Dimensões estimadas do bico injetor.



(b)



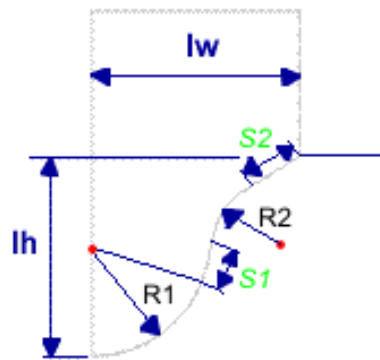
Fonte: Adaptado do autor (2018)⁹.

Sabe-se do elevado nível de incerteza presente nesta metodologia, porém para um estudo exploratório e com os recursos disponíveis, aceitou-se os resultados encontrados. Segundo Merker, Schwarz e Teichmann (2012), o diâmetro dos orifícios varia de 0,12 mm para 1,5 mm ao comparar motores de carros de passageiros com motores de grande porte, como os

⁹ Figura 16: (a) Região dos orifícios de injeção; (b) Bico injetor em corte.

estacionários, por exemplo, logo o caso estudado está dentro dos limites apresentados. Desta maneira, pôde-se acrescentar a modelagem criada até o momento os dados geométricos estimados referentes ao injetor. Para tal tarefa, um modelo do ESE – Diesel também foi utilizado com as especificações apresentadas na Figura 17 abaixo.

Figura 17 - Geometria do bico injetor selecionada.

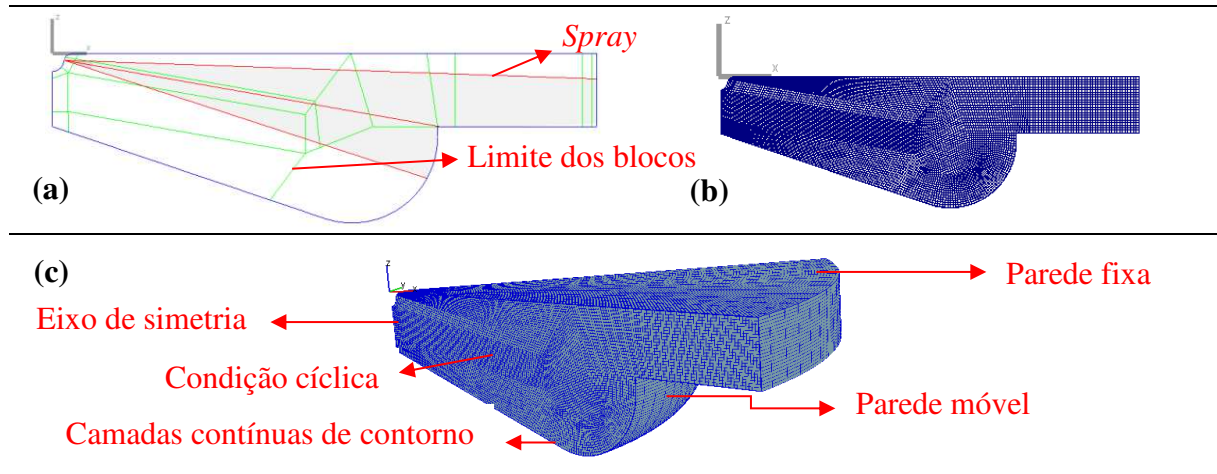


Número de orifícios = 8;
 Diâmetro do orifício [m] =
 0,00040;
 Ângulo de injeção = 160°;
 lw [m] = 0,00426;
 lh [m] = 0,00380;
 $R1$ [m] = 0,00236;
 $R2$ [m] = 0,00130;
 $S1$ [m] = 0,00102;
 $S2$ [m] = 0,00088;

Fonte: Adaptado de simulação ESE – Diesel do autor (2018).

Deste modo, tem-se o modelo geométrico do motor finalizado, respeitando importantes parâmetros do qual foi inspirado, tais como taxa de compressão, diâmetro do cilindro, curso do pistão, entre outros, além de valores aproximados para as geometrias da cabeça do pistão e do bico injetor. Finalizando a primeira etapa do estudo de reproduzir a forma do motor de modo equivalente aos motores de ignição por compressão de locomotivas. A geometria final pode ser observada na Figura 18 abaixo, onde percebe-se também os conceitos de malha móvel e estruturada em blocos.

Figura 18 - Modelo geométrico e malha criada.



Fonte: Adaptado da simulação ESE – Diesel do autor (2018)¹⁰.

Analisando a Figura 19, tem-se em (a) os diferentes blocos de estrutura de malha limitados pelos traços em verde. Eles são criados automaticamente pelo ESE – Diesel de modo que caracterizem a geometria e os escoamentos da câmara de combustão, como o *spray* simbolizado entre as linhas vermelhas. Já em (b) e (c), apresenta-se as malhas geradas em 2D e 3D, respectivamente, bem como as condições de contorno aplicadas. Segundo Cavalcanti (2018), as condições de contorno têm por objetivo minimizar o reflexo de informações indesejadas no domínio do estudo para que, assim, obtenha-se respostas válidas. O trabalho proposto segue as recomendações do modelo numérico (AVL FIRE, 2017a), adotando eixo de simetria e paredes (fixa ou móvel) onde as derivadas de fluxo na direção normal à superfície são iguais a zero, isto é, onde não há entrada ou saída de massa para o domínio de controle, e condição cíclica na vizinhança para considerar os escoamentos de uma porção da câmara para outra. Por fim, as camadas contínuas de contorno são solicitadas pelo ESE – Diesel a fim de avaliar adequadamente a troca de calor com as paredes do cilindro.

Com o tamanho de células mantido nas recomendações da ferramenta computacional, totalizaram-se 348232 elementos no domínio do estudo proposto, com 9640 faces e 445 faces de contorno. A qualidade da malha é verificada pelo não cruzamento das linhas que limitam os blocos estruturais, fato que leva a formação de volumes negativos dentro do domínio, pela ausência de faces triangulares, que indicam uma malha possivelmente bruta, e por mais de 80% das células manterem a razão de aspecto inferior a 2 durante a mobilidade da malha. Wesseling e Oosterlee (2001) e Larsson *et al.* (2005), conforme citado por Pinto e Marchi (2006), discorrem sobre os efeitos da razão de aspecto nos métodos computacionais e recomendam manter

¹⁰ Figura 18: (a) Blocos de estrutura de malha; (b) Malha 2D; (c) Malha 3D.

este parâmetro próximo da unidade, pois quanto maior a diferença, menor a taxa de convergência dos resultados.

3.3 PARÂMETROS DAS SIMULAÇÕES

Finalizado o modelo geométrico, a próxima etapa buscou caracterizar os parâmetros operacionais usualmente encontrados nos motores ferroviários e adequá-los às estratégias de simulação da ferramenta ESE – Diesel. Destaca esta fase como a mais complexa de todo o trabalho por conta da falta de informações precisas, incertezas nos métodos anteriores e da complexidade dos modelos numéricos empregados. A fim de amenizar as adversidades, as simulações estão embasadas nas condições operacionais de Ponto 7 de aceleração do motor diesel ferroviário real, circunstância em que se obteve a maior quantidade de dados para análise dos estudos internos da VALE S.A.

Como primeiro passo, adotou-se a estratégia de não contemplar o ciclo de admissão nas simulações, isto é, o estudo inicia-se no momento de fechamento das válvulas de admissão, como Soni e Gupta (2017) também abordaram a temática. Esta escolha se justifica com a redução de tempo para a obtenção dos resultados e para quando não se tem informações relacionadas à caracterização do primeiro ciclo do motor, como a curva de levantamento de válvulas, por exemplo. Sendo assim, as condições iniciais do cilindro solicitadas pelo ESE – Diesel devem ser completadas pensando no ciclo de compressão, as quais estão apresentadas a seguir na Tabela 5.

Tabela 5 - Condições iniciais.

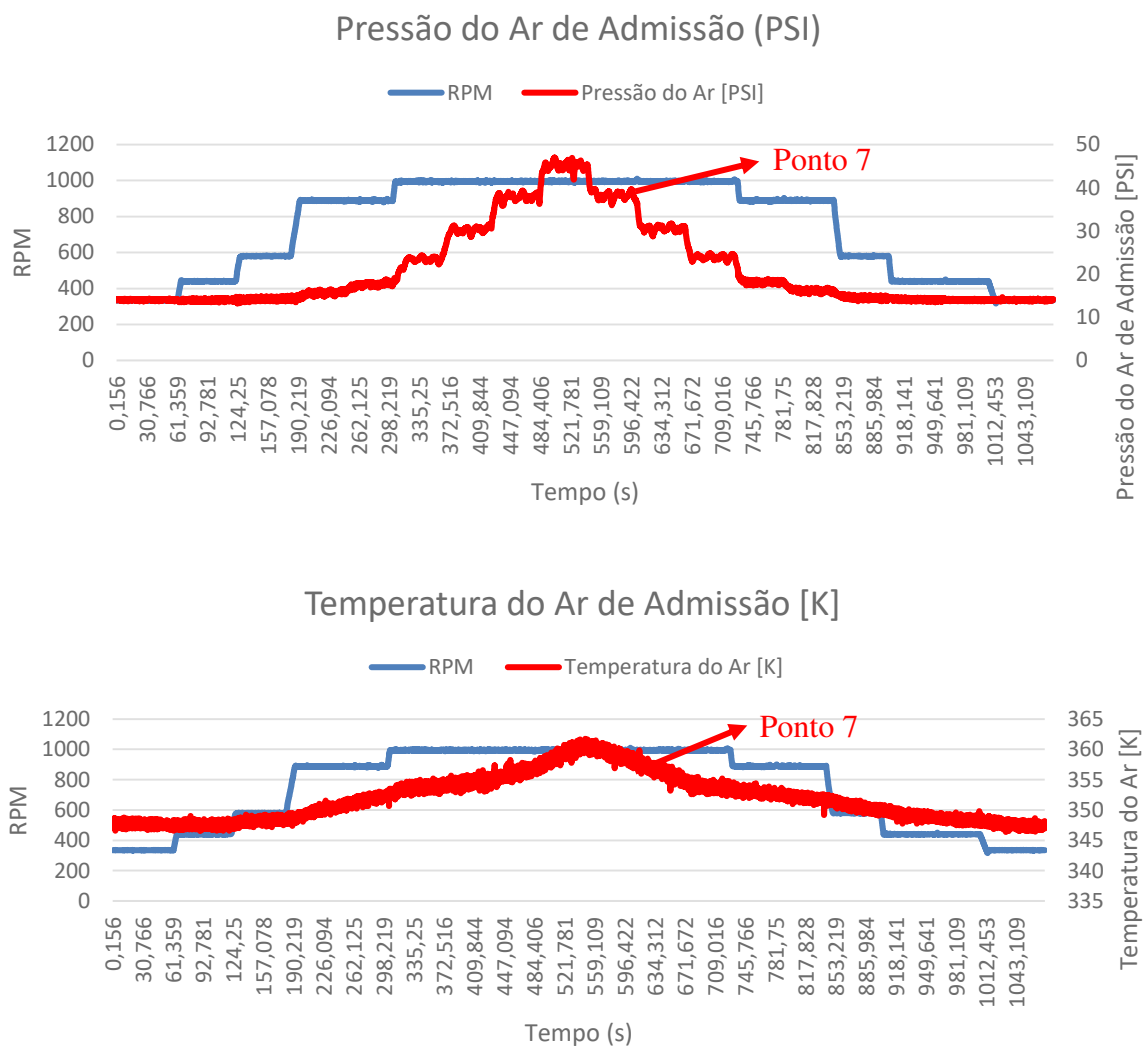
Parâmetro	Descrição
Velocidade de rotação [rpm]	996
Pressão no cilindro [Pa]	255000
Temperatura [K]	355
Energia cinética turbulenta [m^2/s^2]	10
Escala de comprimento de turbulência [m]	0,0045
<i>Swirl</i> [1/min]	2880
Direção de rotação Z	-1
Fração mássica <i>EGR</i>	0,049
Temperatura da parede móvel [K]	570,15
Temperatura da parede fixa [K]	470,15

Fonte: Adaptado da simulação ESE – Diesel do autor (2018).

A velocidade de rotação, pressão e temperatura do ar foram embasadas em dados obtidos durante a visita VALE S.A. de uma locomotiva Dash 9 - BB40W, conforme apresentado

nos gráficos da Figura 19 abaixo. Cada degrau na curva de pressão, por exemplo, representa um ponto de aceleração diferente, tendo o ponto 8 como pico. Para identificar o ponto 7, contemplado pelo estudo, basta olhar o segundo degrau mais elevado de pressão. Destaca-se que a locomotiva estava com velocidade limitada durante a coleta de dados, desta maneira, em situações normais de funcionamento, haveria mais um degrau na curva de rotação no ponto 8 de aceleração, alcançando os 1050 rpm. O ponto 7 trabalha em torno de 996 rpm, o qual foi adotado para a simulação. Já a pressão e temperatura do ar são da admissão, não representando fielmente as condições encontradas quando se fecham as válvulas de admissão. Há uma pequena compressão já aplicada neste momento, que aumenta a pressão e temperatura do ar, porém para a modelagem do motor exploratório esta variação foi desprezada, adotando os valores de 355 K e 255000 Pa (37 psi) nas simulações.

Figura 19 - Gráficos de pressão e temperatura do ar na admissão.



Fonte: Adaptado de Documentação Interna VALE S.A. (2018).

Os outros parâmetros da Tabela 5 são os recomendados pelo ESE – Diesel na simulação de motores de ignição por compressão (AVL FIRE, 2017a). Não foi possível encontrar dados que fundamentassem a substituição dos mesmos, tendo em vista a falta de popularização do setor ferroviário na literatura. Optou-se em manter os valores já que estes fazem parte de estudos práticos realizados pelo grupo AVL em cima de diferentes motores diesel. Estudos em campo com o motor base possibilitariam retratar com maior fidelidade esta questão.

Os modelos numéricos escolhidos também seguem as recomendações do ESE – Diesel, sendo o ECFM-3Z para a combustão, *Wave* para as quebras do *spray*, *Walljet1* na interação do jato com as paredes do cilindro, e o modelo de *Zeldovich* para as emissões. Estes modelos são difundidos na literatura para a análise proposta, tendo em vista a aplicação dos mesmos nos estudos realizados por Soni e Gupta (2017). Wei *et. al* (2014) também aplicam os modelos citados no ESE – Diesel, somente com uma otimização para fuligem. Já James e Paul (2018), apesar de trabalharem com outro programa, também utilizam parte dos modelos, como o ECFM-3Z para a combustão.

Por fim, informações específicas quanto à injeção são solicitadas pelo ESE – Diesel, as quais estão apresentadas na Tabela 6 a seguir.

Tabela 6 - Parâmetros de injeção.

Parâmetro	Descrição
Combustível	Diesel-D1
Temperatura do combustível [K]	350
Ângulo de início da injeção [°]	342
Massa injetada [kg]	1,10E-03
Duração [ms]	6,35

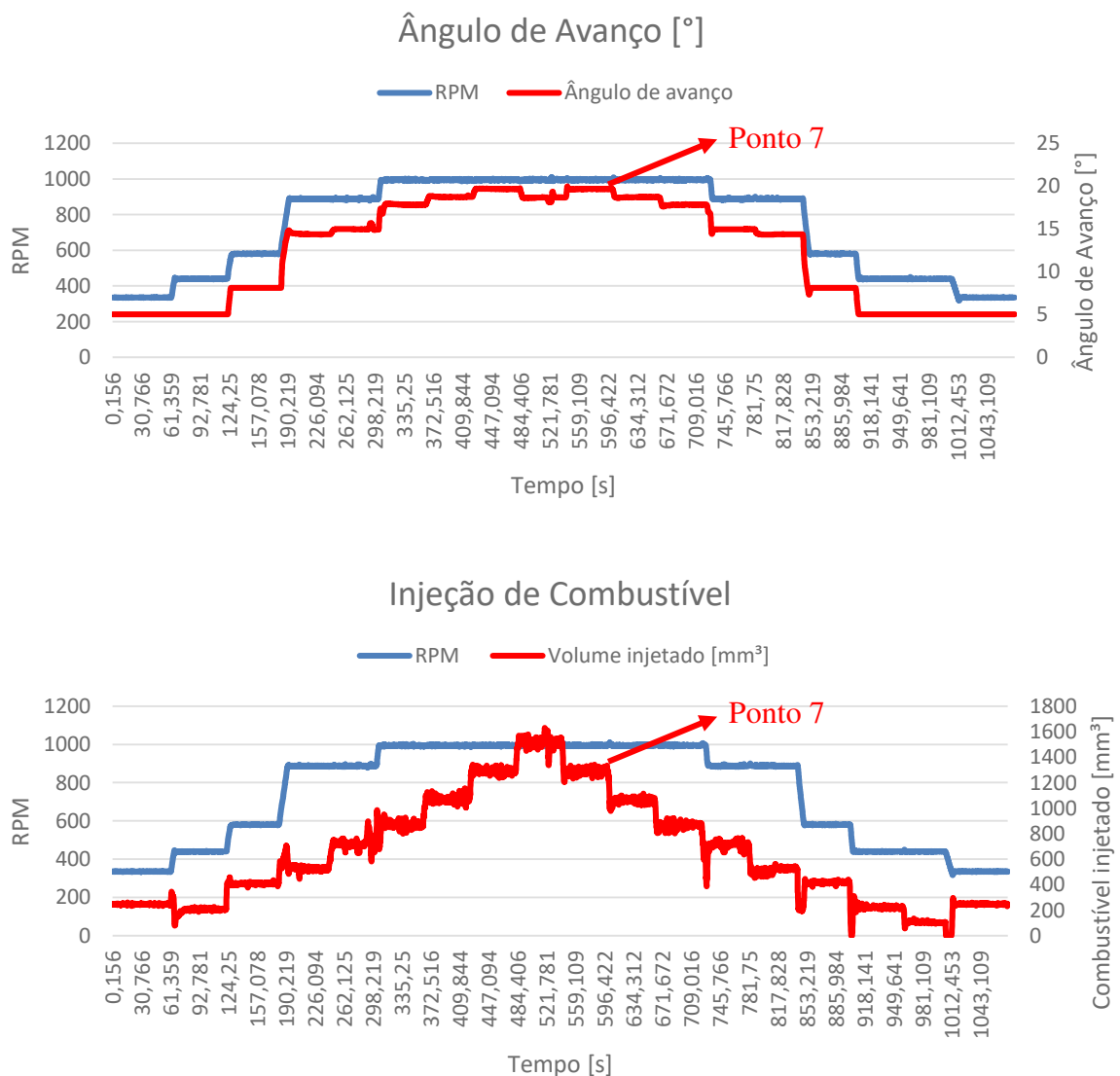
Fonte: Adaptado de simulação ESE – Diesel do autor (2018).

O combustível incorporado ao modelo ESE – Diesel, Diesel-D1, apresenta Poder Calorífico Inferior de 42,3 MJ/kg, valor próximo ao B10 utilizado em locomotivas nacionais, que se tem 41,5 MJ/kg (DOCUMENTAÇÃO INTERNA VALE S.A., 2018). O combustível do modelo não retrata fielmente o caso real, pois não apresenta a porcentagem de biodiesel empregada, que por si já modifica as propriedades do fluido. Estudos mais aprofundados no modelo numérico seriam necessários para alterar o combustível no ESE – Diesel. Não foi possível obter dados sobre a temperatura do combustível no momento da injeção, portanto manteve-se os 350 K recomendados. Rafidah *et. al* (2012) discorrem sobre os efeitos deste parâmetro nas respostas de um motor diesel, variando a temperatura do combustível no momento da injeção de 300 K a 500 K e encontraram reduções máximas de 1,39% e 1,13% na potência e torque produzidos,

respectivamente. Portanto, no presente trabalho, considerou-se estes efeitos mínimos, aceitando o valor recomendado na simulação.

O ângulo de início da injeção e a massa injetada foram embasadas em dados obtidos durante a visita VALE S.A. de uma locomotiva Dash 9 – BB40W, conforme apresentado na Figura 20 a seguir. O primeiro gráfico representa o ângulo de injeção contabilizado anteriormente ao ponto morto superior, isto é, no ponto 7 de aceleração observa-se o ângulo de 18°, deste modo, a injeção de combustível no cilindro inicia no momento de 342° de giro do virabrequim. Já para estimar a massa, observa-se no gráfico um volume de injeção em torno de 1300 mm³ por cilindro e, considerando a densidade do combustível empregada nos cálculos da operadora ferroviária de 845 kg/m³, chega-se ao valor de 1,10E-03 kg.

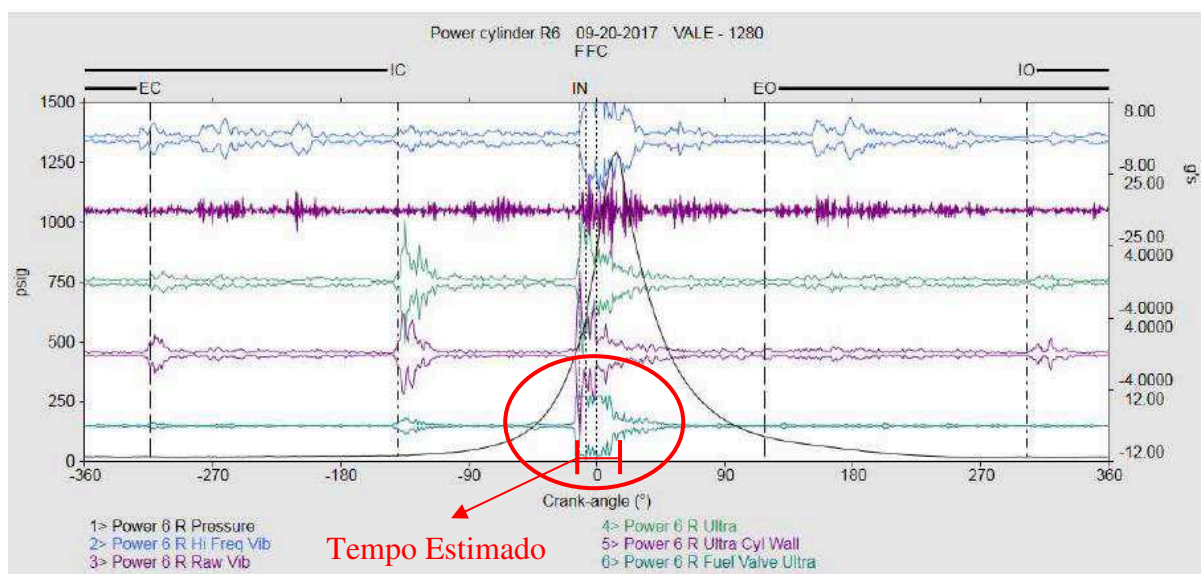
Figura 20 - Gráfico do ângulo de avanço de injeção.



Fonte: Adaptado de Documentação Interna VALE S.A. (2018).

Já para definir o tempo de injeção, utilizou-se de análises de vibração de locomotivas Dash 9 – BB40W, conforme mostra a Figura 21, em que é possível observar as maiores amplitudes na bomba de injeção a partir do ponto de injeção (IN) até o suposto término 38° de giro de virabrequim depois. Para velocidade de rotação de 996 rpm, estes 38° são refletidos em 6,35 ms adotados na simulação. A outra variação de amplitude na vibração que merece destaque está na linha IC, a qual representa o fechamento das válvulas de admissão.

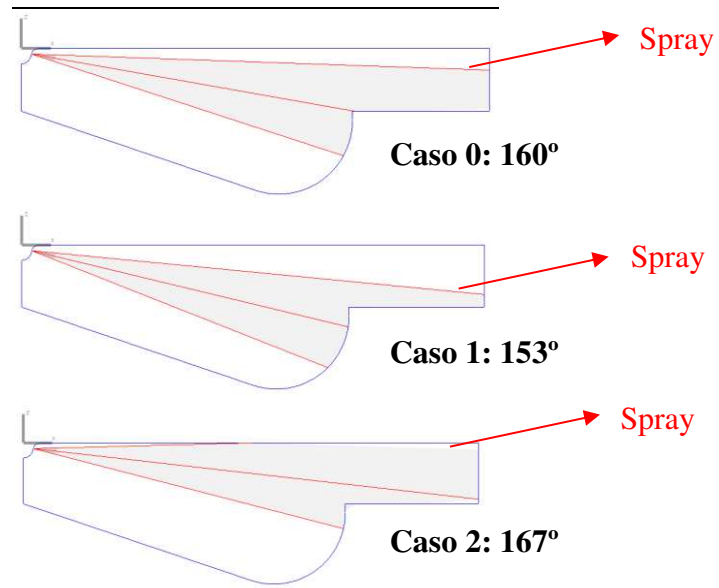
Figura 21 - Análise de vibração no cilindro da locomotiva 1280.



Fonte: Adaptado de Documentação Interna Vale (2017).

Desta forma, criou-se o Caso 0 de estudo, em que buscou-se retratar as condições geométricas e operacionais de um motor diesel típico ferroviário. Para o estudo proposto, outros dois casos foram criados, Caso 1 e Caso 2, onde manteve-se todos os parâmetros discutidos anteriormente, salvo o ângulo de injeção em que se variou 7° para mais e para menos, conforme apresentado na Figura 22 abaixo. Com esta angulação, considerou-se já obter diferenças significativas nas respostas do motor, pois, segundo Reif (2014), mudanças mesmo que na ordem de apenas 2 graus, já provocam alterações significativas na formação de fuligem e no consumo de combustível do motor. Assim, objetivou-se, ainda, avaliar o impacto deste parâmetro na potência, torque, consumo e emissões do motor exploratório.

Figura 22 - Casos de estudo.



Fonte: Adaptado da simulação ESE – Diesel do autor (2018).

Por fim, as simulações ocorreram em um computador 8 núcleos, 3.4 GHz de processamento e 16 GB de memória RAM, as quais duraram em torno de 24 horas (cada simulação) para finalizar no Laboratório de Motores de Combustão Interna – LABMCI, no Centro Tecnológico de Joinville da Universidade Federal de Santa Catarina.

4. RESULTADOS E DISCUSSÕES

Nesta seção, são apresentados os resultados obtidos com as simulações do ESE Diesel, conforme a metodologia descrita anteriormente. Em um primeiro momento, são comparados os principais resultados globais encontrados, confrontando com dados do motor real. Posteriormente, os resultados de temperatura da câmara de combustão e formações de *NO* e fuligem são explorados em mais detalhes, comparando os diferentes ângulos empregados.

4.1 RESULTADOS GLOBAIS

Os principais resultados numéricos das simulações estão apresentados na Tabela 7 abaixo.

Tabela 7 - Comparação entre resultados globais.

Parâmetro	Caso 0	Caso 1	Caso 2
Razão Ar/Combustível da Combustão [-]	26,31	26,31	26,31
Razão Estequiométrica [-]	1,77	1,77	1,77
Pressão Média Efetiva [bar]	15,95	16	14,68
Potência Indicada [kW]	145,94	146,33	134,38
Potência Indicada Específica [kW/l]	13,33	13,37	12,28
Torque Indicado [Nm]	1399,25	1402,92	1288,35
Torque Indicado Específico [Nm/l]	127,83	128,16	117,70
Massa de Combustível Injetado [kg]	1,10E-03	1,10E-03	1,10E-03
Consumo Específico de Combustível [kg/kWh]	0,2269	0,2263	0,2466
Rendimento Indicado [-]	0,38	0,38	0,35
Volume deslocado [m ³]	1,09E-02	1,09E-02	1,09E-02

Fonte: Simulação ESE – Diesel do autor (2018).

Conforme pode ser observado na Tabela 7, ao alterar o ângulo de injeção, tem-se um comportamento diferente da combustão dentro do motor diesel, caracterizado pelos diferentes valores encontrados nas simulações. Os motivos que levaram às alterações estão discutidos no decorrer do texto.

A razão ar/combustível e razão estequiométrica permaneceram iguais em ambos os casos, por conta da quantidade de ar e massa de combustível injetado não serem alterados na metodologia proposta. Segundo Borba (2009), a razão estequiométrica dos motores diesel GE 7FDL não é inferior a 1,3 em plena carga, podendo subir de acordo com o funcionamento dos turboalimentadores e sistema de injeção. Já a razão ar/combustível deve ser inferior a 18 para alcançar os 4100 hp em ponto 8 de aceleração. Para o ponto 7 não há informação documentada,

porém com a redução do combustível injetado e pouca variação no ar admitido, esta relação tende a subir. O motor exploratório apresentou valores de 1,77 e 26,31 para razão estequiométrica e razão ar/combustível, respectivamente, os quais foram considerados aceitáveis para a validação do estudo.

Para comparar a pressão média efetiva e a potência indicada alcançada na modelagem criada com o motor real, apresenta-se na Tabela 8 os resultados obtidos em um dos relatórios de análise de vibração realizados nas locomotivas Dash 9 – BB40W, neste caso a 1280. A letra L e R indicam os lados esquerdo e direito do motor, respectivamente, assim como os números que os seguem referenciam o cilindro mensurado.

Tabela 8 - Resultados de relatório da locomotiva 1280.

Cilindro	Pressão Média Efetiva [bar]	Potência Indicada [kW]
L1	15,72	149,88
L2	15,09	143,92
L3	15,37	146,15
L4	14,75	140,93
L5	15,72	149,88
L6	15,09	143,92
L7	16,41	156,59
L8	15,44	146,90
R1	16,41	164,05
R2	15,92	158,83
R3	16,96	169,27
R4	15,44	153,61
R5	15,99	159,58
R6	14,13	152,86
R7	16,13	161,07
R8	16,89	168,52
Média	15,79	154,17
Máximo	16,96	169,27
Mínimo	14,13	140,88

Fonte: Adaptado de Documentação Interna VALE S.A. (2017).

Comparando as Tabelas 7 e 8, verifica-se que a pressão média efetiva dos Casos 0, 1 e 2 são: 15,95 bar, 16 bar e 14,68 bar, respectivamente. Estes valores estão dentro da faixa de valores máximos e mínimos encontrados na locomotiva 1280, os quais qualificam o trabalho presente. Tendo como base o Caso 0, percebe-se aumento de 0,31% na pressão média efetiva com a redução do ângulo de injeção proposta e queda de 7,96% com 7° a mais na angulação.

Seguindo o mesmo procedimento de comparação para a potência indicada, encontram-se nos casos 0, 1 e 2: 145,94 kW, 146,33 kW e 134,38 kW, respectivamente. Estes valores estão de acordo com os estudos da Tabela 9, entretanto observa-se queda acentuada de 7,92% na

potência com o aumento da angulação proposta, tendo como referência o Caso 0. Já para o Caso 1, tem-se um aumento de 0,26% na potência indicada.

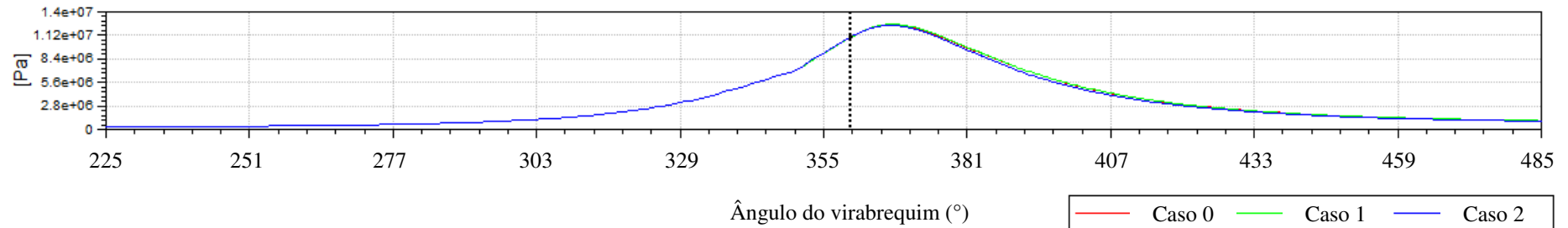
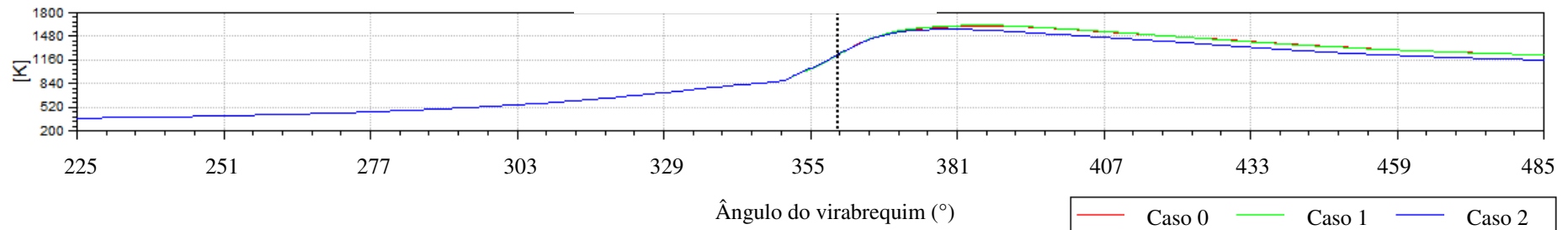
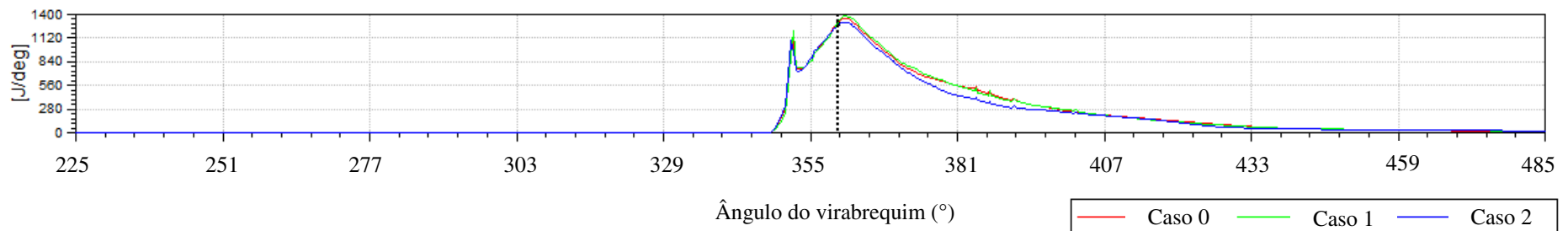
O torque e o consumo específico seguem o mesmo comportamento da potência indicada, pois estão relacionados. Ao aumentar o ângulo de injeção tem-se uma queda de 7,92% no torque indicado e aumento de 7,98% no consumo específico de combustível. Por outro lado, ao diminuir a angulação, tem-se aumento de 0,26% no torque indicado e redução de 0,26% no consumo indicado.

A mudança no ângulo de injeção altera a interação com os movimentos do escoamento na câmara de combustão. Os resultados mostram que no Caso 2 teve-se o pior aproveitamento de *swirl* e *squish*, pois o jato foi direcionado para fora da cavidade do pistão, região em que se tem a menor movimentação de gases neste modelo. Desta forma, diferenças são observadas nas respostas do motor, como na pressão média efetiva, potência indicada, torque indicado e consumo específico de combustível, como já citados.

Além disso, o ângulo de injeção determina o ponto de impacto do *spray* com a parede do cilindro. Ao direcionar o *spray* na maior angulação, os resultados indicam que uma maior parte do combustível não será vaporizada durante o processo de combustão, isto é, permanecerá em forma líquida ou sólida pelo fato de estar em maior contato com paredes mais frias no topo do cilindro. Esse combustível não aproveitado favorece a emissão de poluentes oriundos da queima incompleta, bem como provocam a redução de potência observada no Caso 2.

Outros resultados obtidos ao longo de todo o período de simulação são mostrados na Figura 23 a seguir e sustentam estas discussões. Não houve mudanças expressivas na pressão média no cilindro, entretanto diferentes curvas de temperatura média e taxa de liberação de calor são perceptíveis. Segundo Soni e Gupta (2017), a mudança do ângulo de injeção é refletida na temperatura da câmara de combustão e poluentes emitidos. Dentro deste cenário, segue os resultados e os tópicos de discussão.

Figura 23 - Comparação entre resultados.

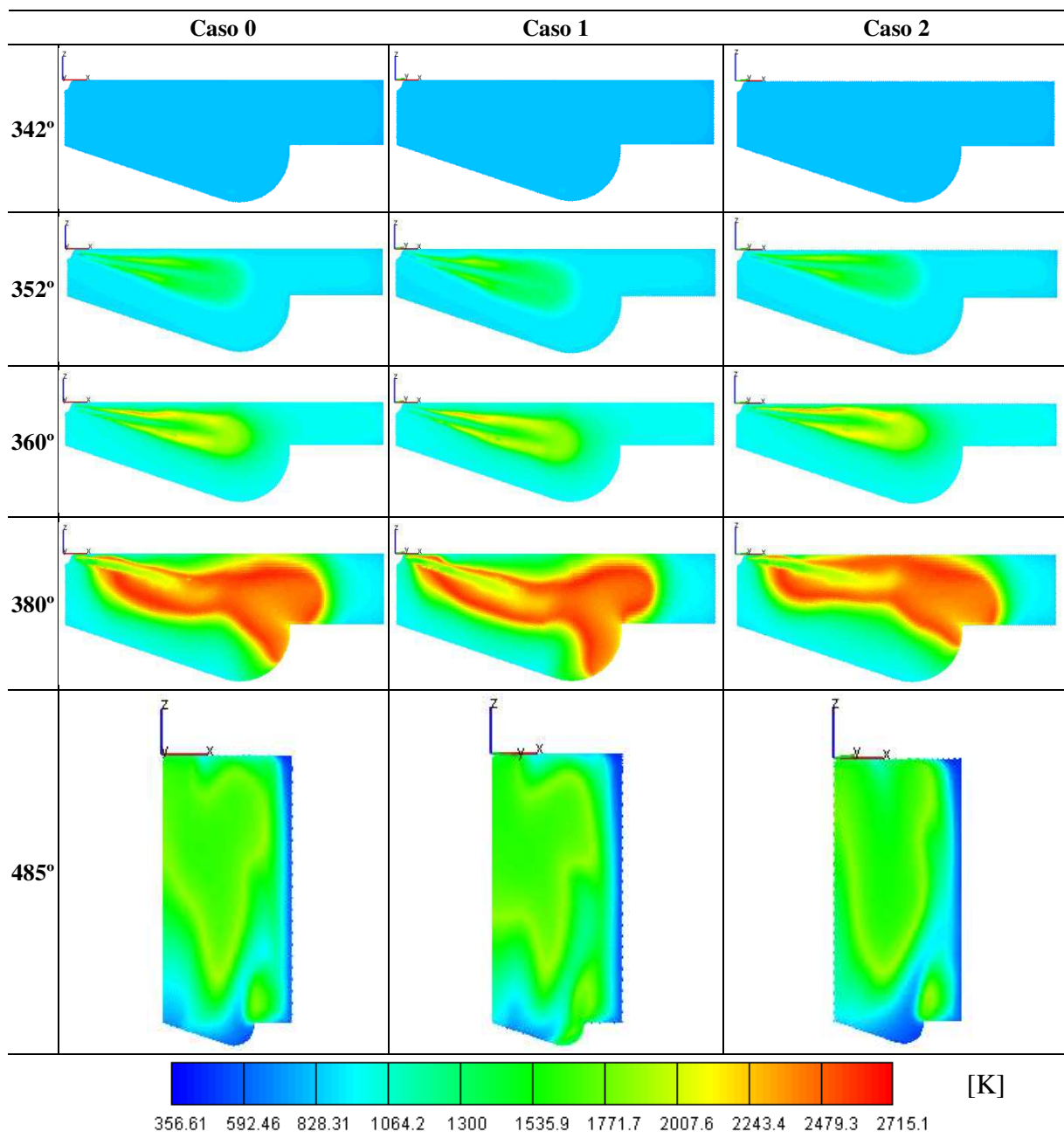
PRESSÃO MÉDIA**TEMPERATURA MÉDIA****TAXA DE LIBERAÇÃO DE CALOR**

Fonte: Simulação ESE – Diesel do autor (2018).

4.2 TEMPERATURA

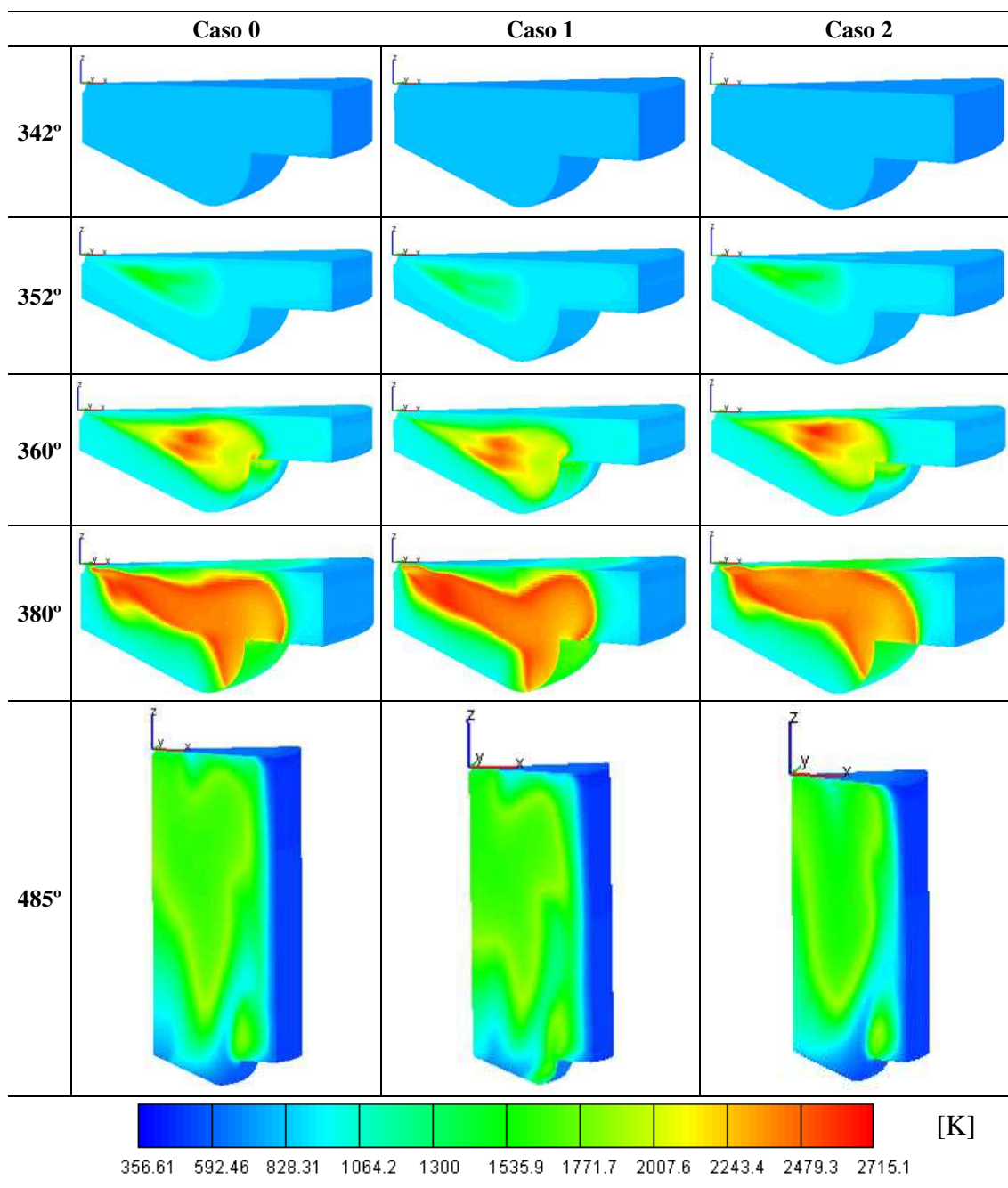
Percebe-se uma diferença significativa na taxa de liberação de calor nos casos simulados. Atrelado a temperatura, sabe-se que são parâmetros dominantes na formação de poluentes. Desta forma, considerou-se avaliar a temperatura em diferentes regiões da câmara de combustão: no eixo central do *spray* e na superfície do volume de controle. Os resultados das simulações estão apresentados nas Tabelas 9 e 10.

Tabela 9 - Resultados de temperatura: Plano de Corte *Spray*



Fonte: Simulação ESE – Diesel do autor (2018).

Tabela 10 - Resultados de temperatura: Superfície de Contorno



Fonte: Simulação ESE – Diesel do autor (2018).

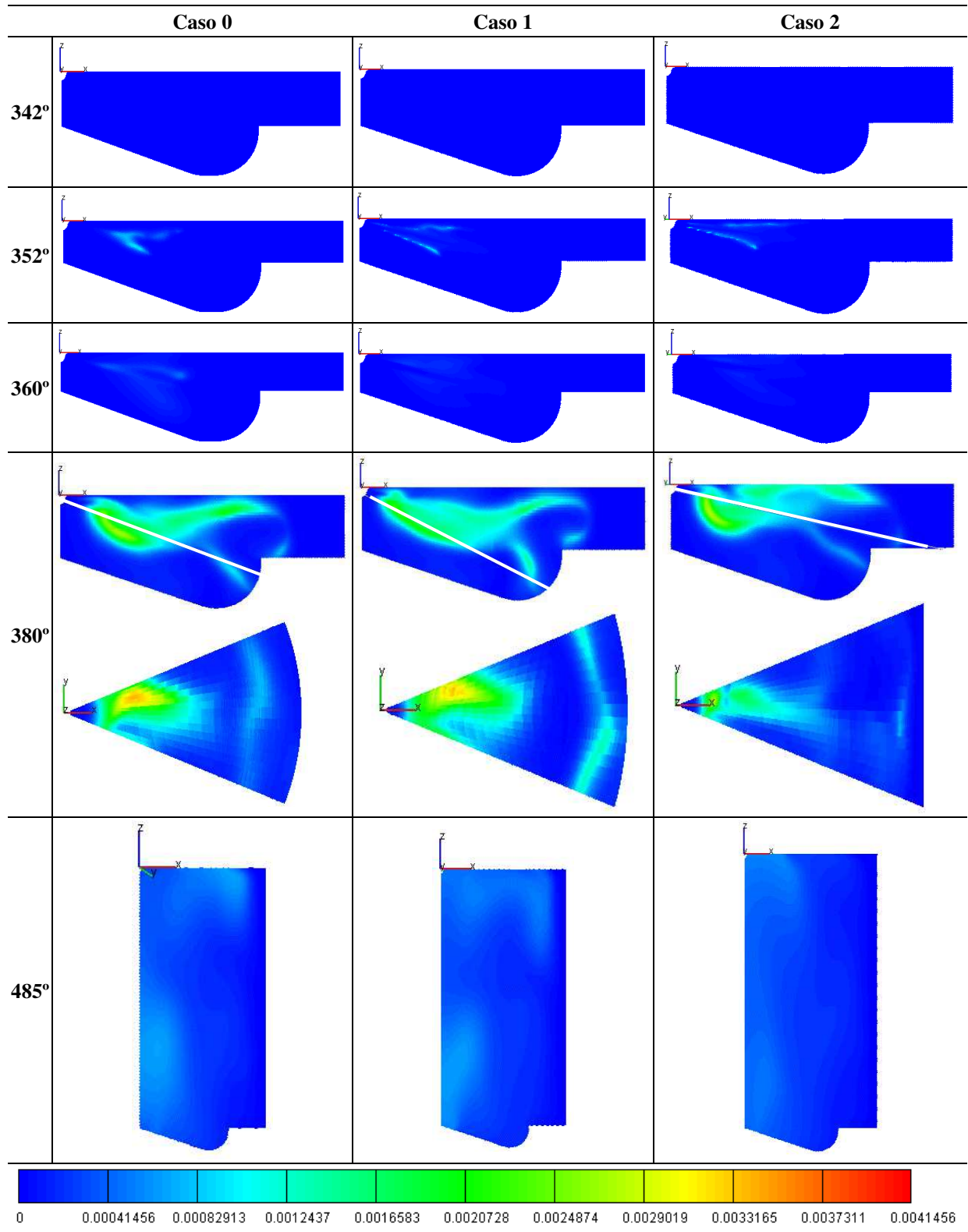
Com resultados do momento inicial de injeção (342°) até a abertura das válvulas de escape (485°), análises das imagens das Tabelas 9 e 10 mostram que o ângulo de injeção modifica a região de maior temperatura na câmara de combustão. Verifica-se que a maior temperatura se dá em torno do cone do *spray*, justamente onde ocorre a vaporização do combustível. Na região central do jato, a temperatura é menor, pois as gotículas ainda estão se desenvolvendo. É possível observar também a região de ignição do combustível que se dá próximo do ponto morto superior em 360°. Ao final do processo, em 485°,

observa-se distribuições diferentes da temperatura no cilindro e, desta forma também com os poluentes, principalmente nas regiões de interação do *spray* com a parede. No Caso 1 tem-se a maior distribuição de gases em alta temperatura no cilindro.

Visualiza-se, no Caso 2, maior contato com a parede superior do cilindro, que se encontra em temperatura muito menor à mistura de ar e combustível, conforme a legenda de cores das Tabelas 9 e 10. Esta superfície de contato provoca a diminuição da temperatura do *spray* e não permite o total desenvolvimento do jato, ocasionando queimas incompletas e, conseqüentemente, perdas de desempenho quanto à potência, torque e consumo. Esta ocorrência contribui na justificativa dos resultados globais discutidos anteriormente.

Além disso, segundo o AVL FIRE (2017c), a temperatura na câmara de combustão está diretamente relacionada com a ocorrência de queimas completas ou incompletas do combustível. Em regiões de maior temperatura, tende-se completar o processo de combustão, ocorrendo o inverso nas regiões frias. Como são identificadas regiões com diferentes temperaturas nos cilindros simulados, buscou-se avaliar a concentração de emissões nessas localidades a fim de atestar a relação existente nos tópicos a seguir.

4.3 ÓXIDOS DE NITROGÊNIO

Tabela 11 - Resultados de fração mássica de NO : Plano de Corte *Spray*

Fonte: Simulação ESE – Diesel do autor (2018).

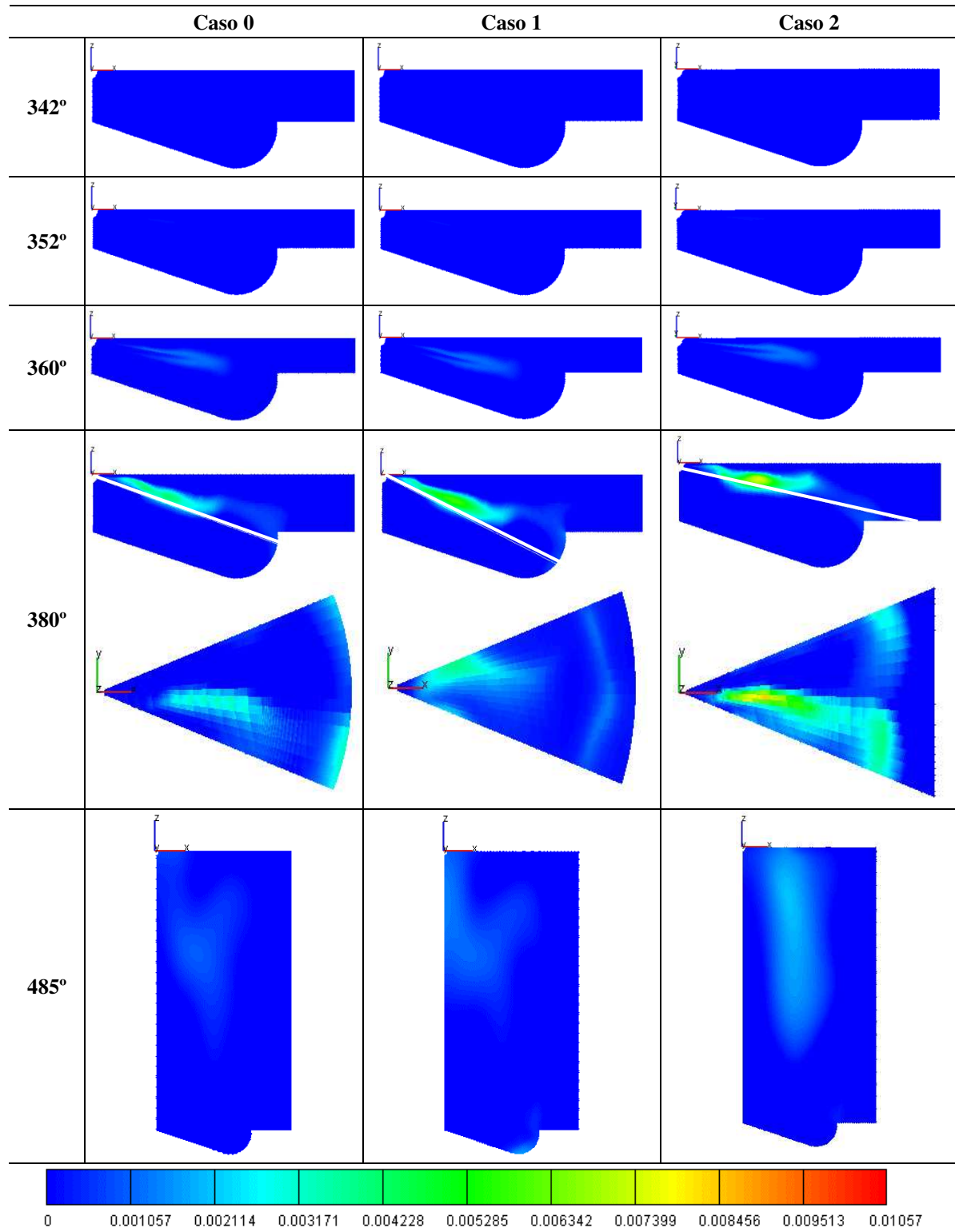
O *NO* é o principal constituinte dos conhecidos gases *NOx*, os quais devem ser evitados, pois são nocivos ao ser humano, levando a problemas de chuva ácida, intoxicação, hemorragias e até a morte por asfixia. Segundo AVL FIRE (2017c), a taxa de formação de *NO* é praticamente insignificante em temperaturas menores de 1600 e 1800 K, conforme pode-se atestar confrontando as Tabelas 10 e 11 nos períodos em que a combustão não está tão desenvolvida (342° a 360°).

Somente a partir dos valores superiores a 1800 K é que se tem formações aceleradas deste poluente, como é o caso das combustões simuladas, onde são encontradas regiões que ultrapassam os 2500 K, principalmente em volta do *spray*. No momento de 380° de giro do virabrequim, tem-se elevadas temperaturas no cilindro e, conseqüentemente as frações mássicas de *NO* mais expressivas. Dois planos de corte são apresentados neste período para avaliar as concentrações do poluente, o já utilizado cruzando o eixo central do jato e outro que busca a vista de topo do *spray*. As maiores e menores concentrações são observadas no Caso 1 e Caso 2, respectivamente.

Soni e Gupta (2017), ao simular os ângulos de injeção 120°, 140° e 160°, também encontraram as menores frações de *NO* com a redução da angulação. Já Wei *et al* (2014) diminuíram as frações deste poluente com o aumento do ângulo de injeção, de 146° para 154°. Estes conflitos só comprovam que, na verdade, a interação do *spray* com a cavidade da cabeça do pistão e a movimentação de gases existentes na câmara é o que predomina nas respostas finais do motor. Por conta disso, ao se projetar qualquer mudança nestes parâmetros, a interação é que deve ser avaliada de motor para motor, não podendo generalizar soluções.

Neste caso, as imagens da simulação atestam o princípio de maior formação de *NO* com a maior temperatura da câmara, localizada em volta do *spray*, onde já ocorreu a vaporização da mistura, e deslocada lateralmente ao eixo x, onde há mais ar proveniente do *swirl*. Rotacionando no sentido horário em Z, a medida que o ar se desloca é consumido pelo combustível, até o ponto em que se começa a faltar a quantidade de ar mínima para a formação da mistura e, assim, não queimar completamente, favorecendo a formação de fuligem, conforme exposto no tópico a seguir.

4.4 FULIGEM

Tabela 12 - Resultados de fração mássica de fuligem: Plano de Corte *Spray*

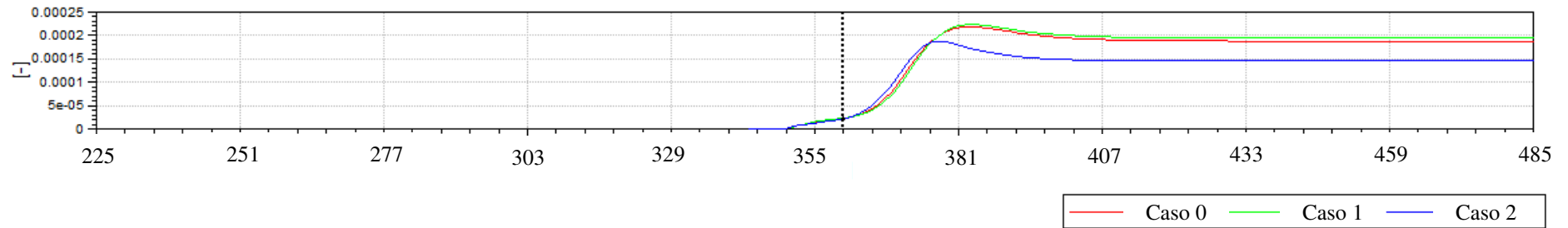
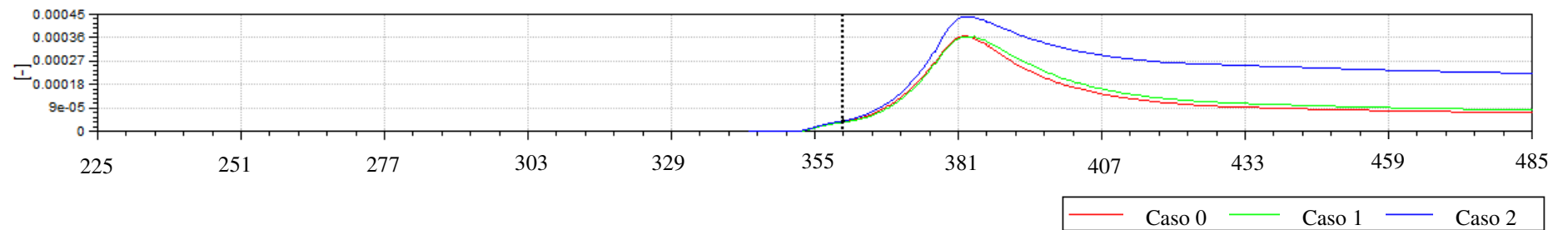
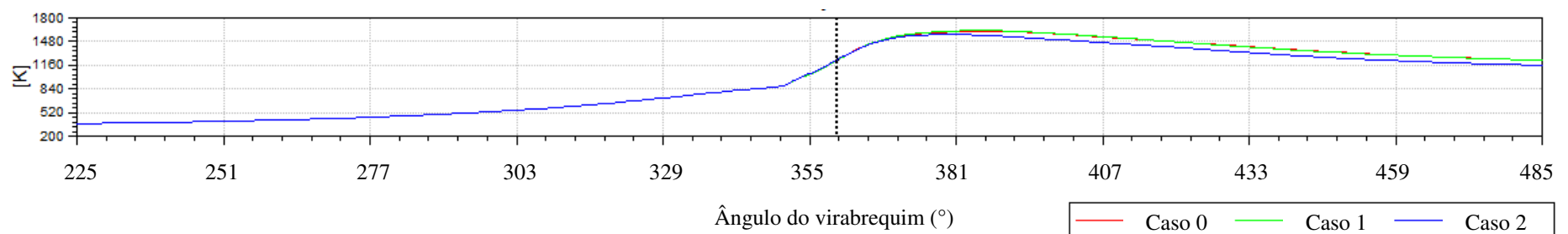
Fonte: Simulação ESE – Diesel do autor (2018).

Altamente tóxicos ao ser humano, os particulados também provocam sérios danos contra o motor, aumentando o desgaste dos componentes e, ao se depositarem nos bicos injetores, prejudicam o desenvolvimento do jato de combustível dentro da câmara de combustão.

Para AVL FIRE (2017c), a formação de fuligem se dá com maior intensidade em temperaturas inferiores a 1650 K, ponto em que a combustão completa começa a prevalecer. Seguindo a mesma metodologia de análise realizada para *NO*, percebe-se a maior formação, agora de fuligem, no Caso 2 em regiões de menores temperaturas e concentração de ar disponível. Destaca-se a interação do jato com a parede do cilindro e o sentido de rotação do *swirl* como os fatores dominantes também para este poluente. Ao final da combustão (485°), percebe-se uma fração significativamente maior no Caso 2 perante os outros casos.

As discussões sobre os poluentes emitidos até o momento estão embasadas em planos de corte dentro do cilindro. Entretanto, tem-se um volume de controle em estudo e estes planos podem mascarar os resultados e levar a falsas afirmações. A fim de evitar este problema, avaliou-se as frações mássicas médias em todo o volume do cilindro, conforme apresentado na Figura 24 abaixo, onde pode-se confirmar as conclusões de maior fração de fuligem e *NO* para os ângulos de injeção 167° e 153°, respectivamente.

Figura 24 - Comparação entre emissões.

FRAÇÃO MÁSSICA MÉDIA DE NO**FRAÇÃO MÁSSICA MÉDIA DE FULIGEM****TEMPERATURA MÉDIA**

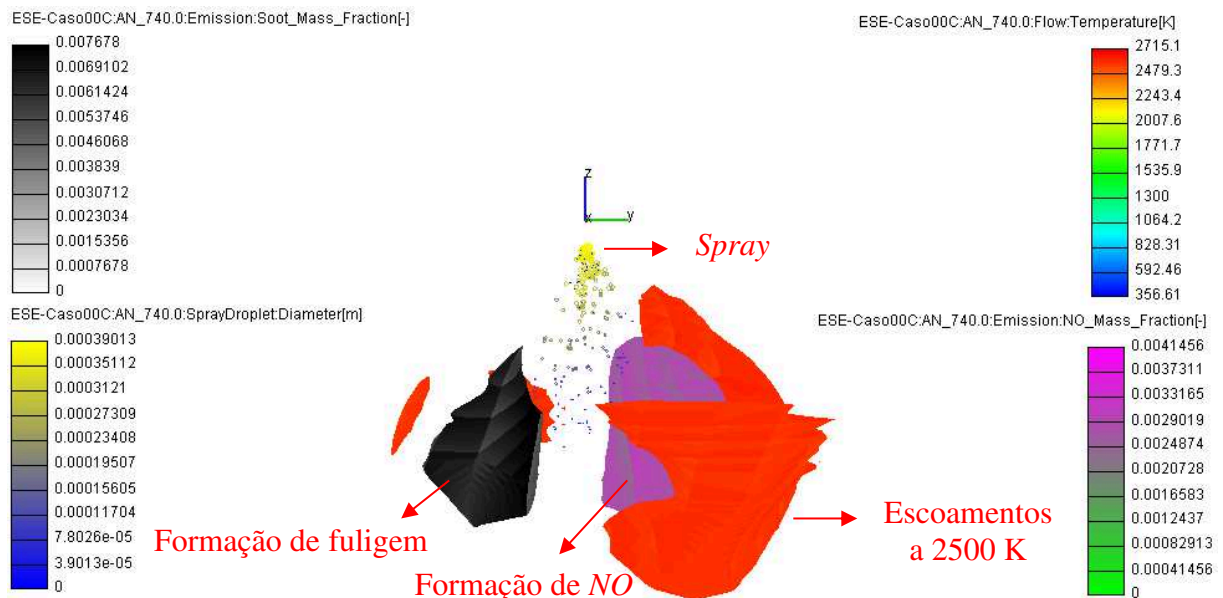
Fonte: Simulação ESE – Diesel do autor (2018).

4.5 CONSIDERAÇÕES

A alteração do ângulo de injeção impacta diretamente no comportamento da combustão dentro do cilindro de um motor diesel, conforme exposto até o momento. Considerações para explicar a fenomenologia e os diferentes resultados foram levantadas e, a fim de fundamentá-las em mais detalhes, realizou-se um estudo de isosuperfícies que demonstram o comportamento das respostas do motor em função, principalmente, da temperatura da câmara de combustão.

Na Figura 25, tem-se o segmento de cilindro simulado sob o ponto de vista da parede do cilindro, isto é, vista frontal ao jato em 3D. Utilizou-se do Caso 0 para efetuar o estudo, onde em vermelho tem-se a isosuperfície térmica de 2500K, em roxo a de fração mássica de *NO* e em preto a de fuligem. Além disso, o desenvolvimento das gotículas do jato está apresentado, sendo elas injetadas no diâmetro do orifício do injetor, representadas na cor amarela, chegando a dimensões mínimas com as quebras e vaporização ocorridas, estas na cor azul.

Figura 25 - Isosuperfícies.



Fonte: Simulação ESE – Diesel do autor (2018).

É possível observar que há nitidamente duas regiões para a emissão dos poluentes estudados. Tem-se as maiores frações mássicas de *NO* junto à região de maior temperatura e a fuligem seguindo o comportamento contrário, nas porções de menor temperatura na câmara de combustão. O desenvolvimento do jato se dá por mais completo neste caso, se comparado ao Caso 2, podendo se observar que o contato com a cavidade da cabeça do pistão favoreceu a

combustão. No Caso 2, o contato com a cavidade é reduzido em troca de maior proximidade com a região de topo do cilindro, onde percebe-se temperaturas reduzidas além de não favorecer o desenvolvimento das regiões em volta do *spray* que iniciam a vaporização do combustível.

Deste modo, para o motor exploratório com parâmetros geométricos e operacionais similares aos utilizados em locomotivas brasileiras, as simulações indicam as melhores respostas nos menores ângulos simulados, em direção a cavidade da cabeça do pistão, onde há maior circulação de gases e condições necessárias para as quebras das gotículas até a vaporização e queima da mistura, gerando maior potência e menor consumo de combustível.

Destaca-se que após a visita a VALE S.A., foi possível reunir inúmeros dados, informações e fotos que possibilitaram a construção deste modelo de motor exploratório para o estudo, isto é, um motor norteado em parâmetros geométricos e operacionais do equipamento instalado nas locomotivas Dash 9 – BB40W, mas que em nenhum momento pode-se afirmar que é o modelo representativo do GE 7FDL. Determinados tópicos do Apêndice A não puderam ser respondidos, principalmente, por questões de sigilo entre a fabricante do motor e a fornecedora do sistema de injeção eletrônica adotado, sendo alguns destes fundamentais para a caracterização do funcionamento de um motor, como a curva de levantamento de válvulas e o diâmetro do orifício de injeção, por exemplo.

Entende-se o motivo de preservar as características do produto desenvolvido perante os concorrentes em um sistema econômico capitalista. Desta maneira, os planos alternativos descritos foram traçados para contornar o que não foi fornecido e continuar com o estudo proposto. Porém, sabe-se que estes planos carregam incertezas, não podendo relacionar as respostas encontradas na modelagem com o motor real, apenas realizar comparações. Não foi possível caracterizar corretamente o ciclo de admissão, a intensidade dos movimentos dos gases na câmara de combustão e a pressão de injeção, por exemplo. Caracterizar um motor real necessitaria de tempo com medições e testes em campo, além de um estudo mais aprofundado nos modelos numéricos existentes.

5. CONCLUSÕES

A alteração do ângulo de injeção mostrou impacto direto no comportamento da combustão dentro do cilindro de um motor diesel ferroviário. Os resultados alcançados indicam respostas diferentes em termos de potência, torque, consumo de combustível e emissões (*NO* e fuligem) em um motor de ignição por compressão, plausível de comparação com os atuais sistemas utilizados em locomotivas, usando três diferentes ângulos de injeção (153°, 160° e 167°) com uma geometria de pistão fixa.

Foi possível reproduzir a geometria de motor (cilindro, pistão e câmara de combustão) para a realização das análises numéricas de forma similar às características da DASH 9 - BB40W, além de retratar com coesão as condições de operação do sistema a ser utilizado em termos de pressão, temperatura e outras variáveis de entrada para a simulação numérica em ponto 7 de aceleração.

O modelo de motor foi reproduzido na ferramenta de simulação AVL FIRE™ - ESE Diesel e validado em função de dados reais de operação de locomotivas, alcançando níveis próximos de potência indicada, pressão média efetiva, consumo, rendimento térmico, razão estequiométrica, entre outros.

Tendo em vista os aspectos observados, leva-se a acreditar que alterações desprezíveis quanto à potência, torque e consumo são encontradas com a redução do ângulo de injeção de 160° para 153° em um motor com características geométricas e operacionais semelhantes às utilizadas em locomotivas. Por outro lado, ao elevar este parâmetro para 167°, tem-se reduções de 7,92% na potência e torque produzidos e aumento de 7,98% no consumo específico. Já para as emissões, encontrou-se as maiores frações mássicas de *NO* e fuligem nos ângulos de injeção de 153° e 167°, respectivamente.

Os resultados obtidos indicam as melhores respostas nos menores ângulos simulados, em direção a cavidade da cabeça do pistão, pois é onde está a maior circulação de gases e as condições necessárias para as quebras das gotículas até a vaporização e queima da mistura, gerando maior potência e menor consumo de combustível. Novos estudos podem apontar a partir de quando se começa a refletir negativamente a diminuição do ângulo de injeção, pois há de se chegar o momento em que o jato perderá espaço de desenvolvimento ao ser direcionado exclusivamente à cabeça do pistão.

Por fim, destaca-se que este é um estudo exploratório e, como proposta para trabalhos futuros, recomenda-se repetir o estudo com cavidades na cabeça do pistão diferentes e aplicando

outros combustíveis. Testes em campo com um motor típico também são recomendados para a obtenção de todos os parâmetros necessários, além de um aprofundamento nos modelos numéricos empregados. Incentiva-se também os benefícios da aproximação da academia com o setor privado, de modo os dados levantados durante os estudos ferroviários sejam divulgados e, assim, construa-se uma base literária maior para o setor no País.

REFERÊNCIAS

- AVL FIRE. **ESE Diesel**. Graz, Áustria: AVL, 2017a.
- _____. **Combustion**. Graz, Áustria: AVL, 2017b.
- _____. **Emission**. Graz, Áustria: AVL, 2017c.
- _____. **Spray Module**. Graz, Áustria: AVL, 2017d.
- BRASIL. Congresso. Senado. **Projeto de Lei da Câmara nº 126, de 2017**. Brasília, DF, 2018. Disponível em: <<https://www25.senado.leg.br/web/atividade/materias/-/materia/131298>>. Acesso em: 07 out. 2018.
- BORBA, José Luiz. **Mecânica de Locomotivas**. 3. ed. Belo Horizonte: Puc Minas, 2009.
- CANCINO, Leonel Rincón. **Unidade 7 - Combustão em Motores de Ignição por Compressão**. 35 Slides Color. 2018.
- CAVALCANTI, Enilson Palmeira. **Métodos de Modelagem Numérica**. 39 Slides Color. Disponível em: <http://www.dca.ufcg.edu.br/mna/MNA_modulo_02.pdf>. Acesso em: 21 nov. 2018.
- CONTRIBUIDORES DA WIKIPÉDIA. **GE BB40-9WM**. Disponível em: <https://pt.wikipedia.org/wiki/GE_BB40-9WM>. Acesso em: 06 dez. 2018.
- DOCUMENTAÇÃO INTERNA VALE. **Dados da Locomotiva Dash 9 - BB40W**. Contagem: General Electric, 2011.
- _____. **Dados de Desempenho: Locomotiva Dash 9 – BB40W**. Vitória, 2018.
- _____. **Pistões com Coroa de Aço: Motor Diesel GE 7FDL**. Vitória, 2002.
- _____. **Windrock Remote Analysis Report VALE: GE Dash 9 Locomotive, Model 7FDL16**. Machine Tag 1280. Vitória, 30 out. 2017.
- GONÇALVES, Nelson Daniel Ferreira. **Método dos Volumes Finitos em Malhas Não-Estruturadas**. 2007. 71 f. Tese (Doutorado) - Curso de Matemática Aplicada, Departamento de Matemática Aplicada / Departamento de Matemática Pura, Faculdade de Ciências da Universidade do Porto, Porto, 2007. Disponível em: <http://www.dcc.fc.up.pt/fcup/contactos/teses/t_050370159.pdf>. Acesso em: 09 nov. 2018.
- GORJI-BANDPY, M.; SOLEIMANI, S.; GANJI, D. D.. The Effect of Different Injection Strategies and Intake Conditions on the Emissions Characteristics in a Diesel Engine. **International Journal Of Vehicular Technology**, [s.l.], v. 2009, p.1-11, 2009. Hindawi Limited. <http://dx.doi.org/10.1155/2009/105363>
- HEYWOOD, J. B. **Internal combustion engine fundamentals**. New York: McGrawHill Book CO, 1988.

JAMES, Jithin Tom; PAUL, Benny. Numerical Analysis of Fuel Spray Angle on the Emission Reduction Characteristics in a DI Diesel Engine. **International Research Journal Of Engineering And Technology (IRJET)**, Kerala, v. 5, n. 4, abr. 2018

LI, Tao; LIU, Zhi-Chao; ZHANG, Hong-Chao e JIANG, Qiu-Hong. Environmental emissions and energy consumptions assessment of a diesel engine from the life cycle perspective. **Journal of cleaner production**, v. 53, p. 7-12, ago. 2013.

MARTINS, J. **Motores de combustão interna**. 2. ed. Porto: Publindústria, 2006.

MERKER, Günter P.; SCHWARZ, Christian; TEICHMANN, Rüdiger (Ed.). **Combustion Engines Development: Mixture Formation, Combustion, Emissions and Simulation**. Heidelberg: Springer, 2012.

MONEZI, Carlos A.. **A visita técnica como recurso metodológico aplicado ao curso de engenharia**. In: **congresso brasileiro de ensino de engenharia**, Campina Grande: Cobenge, 2005. p. 1 - 7. Disponível em: <<http://www.abenge.org.br/cobenge/arquivos/14/artigos/SP-5-04209359831-1118661953275.pdf>>. Acesso em: 19 nov. 2018

PEREIRA, O. **Soluções de otimização da eficiência energética de uma ferrovia de carga: O caso da Estrada de Ferro Carajás – EFC**. 2009. 126 p. Dissertação (Mestrado) - Programa de Pós-Graduação em Engenharia de Produção, Pontífca Universidade Católica do Rio de Janeiro. Rio de Janeiro, 2009.

PINTO, Márcio Augusto Villela; MARCHI, Carlos Henrique. **Efeito Da Razão De Aspecto De Malha Sobre O Tempo De Cpu Para A Equação De Laplace 2d Resolvida Com O Método Multigrid**. In: Iberian Latin American Congress On Computational Methods In Engineering, 27., 2006, Belém: Cilamce, 2006. Disponível em: <http://servidor.de-mec.ufpr.br/CFD/artigos_congressos/2006_Pinto_Marchi_CILAMCE_2006.pdf>. Acesso em: 21 nov. 2018.

RAFIDAH, Rahim; MAMAT, R.; MOHD YUSOF, Taib; ABDUL ADAM, Abdullah. **Influence of Fuel Temperature on a Diesel Engine Performance Operating with Biodiesel Blended**. International Journal of Advanced Science and Technology, 43. pp. 115-126, 2012.

REIF, Konrad (Ed.). **Diesel Engine Management: Systems and Components**. Friedrichshafen: Springer Vieweg, 2014.

SONI, D. K.; GUPTA, R. Numerical analysis of flow dynamics for two piston bowl designs at different spray angles. **Journal of Cleaner Production**, v. 149, p. 723-734, abr. 2017.

SUBRAMANIAN, K. A.; LAHANE, S. Comparative evaluations of injection and spray characteristics of a diesel engine using karanja biodiesel-diesel blends. **International journal of energy research**, v. 37, n. 6, p. 582-597, 18 nov. 2011.

TRAINS AND LOCOS WIKI. **GE 7FDL Engine**. Disponível em: <http://trains-and-locomotives.wikia.com/wiki/GE_7FDL_Engine>. Acesso em: 05 nov. 2018.

VALE S.A. **Estrada de Ferro Carajás: o caminho onde passa a nossa riqueza**. Disponível em: <<http://www.vale.com/brasil/PT/initiatives/innovation/carajas-railway/Paginas/default.aspx>>. Acesso em: 05 nov. 2018

WEI, Shengli; KUNPENG, Ji; XIANYAN, Leng; FEIHU, Wang e XIN, Liu. Numerical simulation on effects of spray angle in a swirl chamber combustion system of DI (direct injection) diesel engines. **Energy**, v. 75, p. 289-294, out. 2014.

APÊNDICE A – VISITA A VALE S.A.: INFORMAÇÕES REQUERIDAS



Universidade Federal de Santa Catarina
Centro Tecnológico de Joinville – CTJ
Engenharia Ferroviária e Metroviária
Trabalho de Conclusão de Curso
Estudante: John Adilson Henschel Junior
Orientador: Leonel R. Cancino, prof. Dr.

Visita a VALE S.A. – Informações Requeridas

1) Motor Diesel

- Modelo mais empregado;
- Fabricante;
- Número de cilindros;
- Tipo V?;
- Turboalimentador: características (pressão do ar, temperatura, relação ar/combustível)
- Potência;
- Curvas de desempenho;

2) Cilindros

- Diâmetro dos cilindros;
- Curso do pistão;
- Comprimento da biela;
- Raio da manivela (virabrequim);
- Cilindrada unitária;
- Taxa de compressão;
- Pin off-set
- Número de válvulas;
- Glow-plug? Temperatura;
- CAD?

3) Parâmetros Geométricos do Pistão

- Diâmetro;
- Número de anéis;
- Geometria da cabeça;

- CAD?

4) Parâmetros Geométricos das Válvulas

- Modelo;
- Comprimento;
- Área;
- Ângulo de assento;
- Curva de levantamento de válvulas (admissão + exaustão);
- Pressão de admissão;
- Diagrama circular de regulação.

5) Câmara de Combustão

- Volume;
- Tipo de câmara: hemisférica, esférica, cunha?
- Valores de pressão medidos dentro do cilindro?
- Pressão média efetiva;
- CAD?

6) Sistema de Injeção

- Tipo de sistema: common-rail?
- Bombas empregadas;
- Pressão da linha de Baixa pressão;
- Pressão da linha de Alta pressão;
- Pressão de injeção;
- Curva de injeção – quantidade de massa de combustível injetado;
- Consumo específico de combustível (calculável);
- Eficiência do consumo de combustível (calculável);

7) Bico Injetor

- Modelo mais utilizado;
- Fabricante;
- Número de furos;
- Angulação dos furos;
- Geometria do bico: diâmetro dos furos, diâmetro dos canais internos, comprimento;
- É possível fazer a tomografia do bico injetor?

8) Combustível

- Fornecedor;
- %Biodiesel no Diesel utilizado;
- Composição;
- Viscosidade;
- Densidade;
- Análise cromatográfica;
- Dados de desempenho (torque, potência, consumo) das locomotivas;
- Emissões específicas;

9) Contatos para maiores informações

- Contato com a Bosch;
- Contato com a GE;
- Contato com a Petrobrás.