STE EXEMPLAR CORRESPONDE A REDAÇÃO FINAL DA
TESE DEFENDIDA POR MARCO ANTONIO
ISKANDAR E APROVADA
PELA COMISSÃO JULGADORA EM 27 / 07 / 2011
ORIENTADOR

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

Marco Antonio Iskandar

Análise e projeto de um sistema de controle de arrefecimento de um motor Diesel, visando à redução das emissões e consumo de combustível

Campinas, 27 de julho de 2011

77/2011

Marco Antonio Iskandar

Análise e projeto de um sistema de controle de arrefecimento de um motor Diesel, visando à redução das emissões e consumo de combustível

Dissertação apresentada ao Curso de Mestrado Profissional da Faculdade de Engenharia Mecânica da Universidade Estadual de Campinas, como requisito para obtenção do título de Mestre em Engenharia Automobilística.

Área de Concentração: Eletrônica.

Orientador: Prof. Dr. Alberto Adade Filho.

Campinas

2011

FICHA CATALOGRÁFICA ELABORADA PELA
BIBLIOTECA DA ÁREA DE ENGENHARIA E ARQUITETURA - BAE - UNICAMP

Is38a

Iskandar, Marco Antonio
Análise e projeto de um sistema de controle de arrefecimento de um motor Diesel, visando à redução das emissões e consumo de combustível / Marco Antonio Iskandar. --Campinas, SP: [s.n.], 2011.

Orientador: Alberto Adade Filho.
Dissertação de Mestrado (Profissional) - Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica.

1. Controle de temperatura . 2. Motores diesel. I. Alberto Adade . II. Universidade Estadual de Campinas. Faculdade de Engenharia Mecânica. III. Título.

Título em Inglês: Analysis and project for a control system of a diesel
Palavras-chave em Inglês: , Diesel engine
Área de concentração: Eletrônica
Titulação: Mestre em Engenharia Automobilística
Banca examinadora: Luiz Carlos Sandoval Góes, Agenor Toledo Fleury
Data da defesa: 27-07-2011
Programa de Pós Graduação: Engenharia Mecânica

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS

FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA

COMISSÃO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

Análise e projeto de um sistema de controle de arrefecimento de um motor Diesel, visando à redução das emissões e consumo de combustível

DISSERTAÇÃO DE MESTRADO PROFISSIONAL

Autor: Marco Antonio Iskandar

Orientador: Prof. Dr. Alberto Adade Filho

A banca examinadora composta pelos membros abaixo aprovou esta dissertação:

Prof. Dr. Alberto Adade Filho, Presidente
Instituto Tecnológico de Aeronáutica – ITA –S. J. dos Campos

Prof. Dr. Luiz Carlos Sandoval Góes
Instituto Tecnológico de Aeronáutica – ITA –S. J. dos Campos

Prof. Dr. Agenor Toledo Fleury
FEI – São Bernardo do Campo

Campinas, 27 de julho de 2011.

Dedicatória

Dedico este trabalho a Deus, aos meus pais, Youssef Said Iskandar (*In Memorian*) e Jeanete Ázar Iskandar, à minha querida esposa Maricene Aparecida Magon Iskandar e aos meus filhos Lucas, Murilo e Bruno, pelo incentivo, amor e compreensão durante as horas ausentes do convívio familiar dedicadas ao desenvolvimento desta dissertação.

Agradecimentos

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

Ao Professor Doutor Alberto Adade Filho meus sinceros agradecimentos pela orientação, colaboração e apoio constante.

A MWM International Motores Ltda. e seus colaboradores pelo apoio e incentivo.

Ao diretor Sr. Domingos Antonio Carapinha Filho ao gerente Sr. José Henrique Lazzarini e ao supervisor Sr. Wagner de Camargo Orlof da área de Engenharia de Performance e Emissões da MWM International Motores Ltda. que apoiaram nesta iniciativa.

Aos técnicos e engenheiros por compartilharem seus preciosos conhecimentos em motores Diesel.

Aos amigos de mestrado Anderson Almeida Carlos, Edmar Gosi Camargo, Eduardo Torrigo, Marcelo Rocha Hernandes, Roberto Carlos de Castro Silva e Wagner de Camargo Orlof, pelo apoio e amizade ao longo do curso.

A arte da vida consiste em fazer da vida uma obra de arte.

(Mahatma Gandhi)

Resumo

ISKANDAR, Marco Antonio, Análise e projeto de um sistema de controle de arrefecimento de um motor Diesel, visando à redução das emissões e do consumo de combustível.

Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 2011. 92p., Dissertação de Mestrado.

A tecnologia de motores diesel tem sido guiada por legislações cada vez mais severas. Para cumprir com estas legislações os sistemas de controle de emissões estão se desenvolvendo rapidamente visando à disponibilização no mercado de produtos que atendam às normas de emissões, mas com economia no consumo de combustível e maior durabilidade e competitividade nos mercados internacionais, em suma melhoria na relação custo x benefício.

Neste contexto, é colocada a análise e projeto de um sistema de controle de arrefecimento do motor Diesel, que objetiva controlar a temperatura de água do motor visando à economia de combustível e redução dos níveis de emissões. Assim, o presente trabalho tem como objetivo a análise e projeto de um sistema substituto ao tradicional sistema de arrefecimento (*cooling*) do motor Diesel disponível e comumente utilizado no mercado atualmente. O sistema mecatrônico em estudo é composto por uma bomba elétrica de água, um ventilador acionado eletricamente, uma válvula termostática eletronicamente controlada e um algoritmo de controle. Este conjunto visa propiciar um controle preciso da temperatura de água do motor Diesel, dessa forma reduzindo as emissões de poluentes e o consumo de combustível, permitindo, ainda, uma resposta rápida no aquecimento em partida a frio e maior durabilidade do motor. Os ajustes do controlador foram calculados por meio de algoritmos de otimização e co-simulação computacional utilizando dois softwares distintos: GT-Cool (GT-SUITE é marca registrada da Gamma Technologies) e Matlab / Simulink (MATLAB/Simulink é marca registrada da Mathworks).

.

Palavras Chave

- Controle de temperatura do sistema de arrefecimento, Motores Diesel, Co-simulação de motores

Abstract

ISKANDAR, Marco Antonio, Project and analysis of a cooling control system of a diesel engine, to reduce emissions and fuel consumption, Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 2010. xx p., Dissertação de Mestrado.

The diesel engine technology has been driven by increasingly stringent laws. To comply with these laws the emissions control systems are rapidly developing in the market aimed at providing products that meet future emissions standards, but savings in fuel consumption and greater durability and competitiveness in international markets, improving cost-benefit ratio. In this context, design and analysis of a control system for cooling the diesel engine, aiming to control the engine water temperature accurately, to save fuel and reduce emissions.

The present work has as objective to design a mechatronic system as a substitute to the traditional cooling system of the diesel engine commonly used in the market today. The system under study consists of an electric water pump, an electrically driven fan, an electronically controlled thermostatic valve and a control algorithm. This system is intended to provide a control in water temperature of the diesel engine, thereby reducing pollutant emissions and fuel consumption, allowing also a rapid response to heating in cold start. Controller tuning was calculated by algorithmic through optimization and co-simulation using two distinct computational software GT-Cool (GT-SUITE is a registered trademark of Gamma Technologies) and Matlab / Simulink (MATLAB / Simulink is a registered trademark of Mathworks).

Key Words: System Temperature Coolant Control, Diesel Engines, Engine Co-simulation

Lista de figuras

Figura 1 – Gráfico comparativo entre os níveis de emissões de NOx e Material Particulado da Norma Européia. 5

Figura 2 – Esquema básico de um motor de combustão interna 9

Figura 3 – Ciclo de um motor diesel de quatro tempos 10

Figura 4 – Processo de geração de energia na forma de calor durante a combustão 11

Figura 5 – Sistema de refrigeração direta ou circulação de ar 12

Figura 6 – Sistema de arrefecimento convencional indireto 14

Figura 7 – Bloco de cilindros do motor com a liberação de energia durante a combustão e o circuito do líquido de arrefecimento. 14

Figura 8 – Balanço de energia e a geração de movimento 15

Figura 9 – Motor Diesel de referência usado neste trabalho. 25

Figura 10 – Sistema de Arrefecimento proposto 26

Figura 11 – Sistema convencional de arrefecimento 28

Figura 12 – Bomba de água convencional 29

Figura 13 – Sistema de arrefecimento mostrando o circuito de passagem do liquido 31

Figura 14 – Ventilador com atuador eletromagnético 32

Figura 15 – Válvula termostática 33

Figura 16 – Diagrama elétrico do interruptor bimetálico 34

Figura 17 – Ciclo de acionamento do bimetal em função da temperatura 34

Figura 18 – Sensor de temperatura do liquido de arrefecimento do motor 35

Figura 19 – Gráfico da curva característica do sensor de temperatura de água 35

Figura 20 – Ilustração funcional do módulo controle eletrônico do motor (ECM) 37

Figura 21 – Bomba elétrica de água com controlador eletrônico de rotação 38

Figura 22 – Válvula termostática eletrônica com mecanismo de controle do fluxo aberto e fluxo fechado 39

Figura 23 – Gráfico comparativo entre controle de temperatura do motor através de uma válvula termostática convencional e controlada eletronicamente 40

Figura 24 – Bancada de emissões Horiba MEXA7200 utilizada nas medições de CO, CO_2, HC, NOx e O_2 nos ensaios realizados 41

Figura 25 – Ciclo estacionário europeu (ESC) com os 13 modos em função da rotação e torque 44

Figura 26 – Motor de referência instalado na bancada dinamométrica 45

Figura 27 – Gráfico da Potência (%) em função de Rotação (rpm) para cálculo das rotações A, B e C para a realização do ensaio de emissões do ciclo ESC 46

Figura 28 – Esquema do experimento utilizado variando a temperatura de água do motor e observando a saída dos parâmetros de combustão 47

Figura 29 – Gráfico dos valores das temperaturas de Diesel e óleo lubrificante para os diferentes modos avaliados e as diferentes temperaturas de água 48

Figura 30 – Gráfico dos Parâmetros de combustão: início da injeção principal de combustível, quantidade de combustível na injeção principal, início da pré-injeção de combustível, quantidade de combustível na pré-injeção e pressão de injeção de combustível 49

Figura 31 – Gráfico dos valores de CO2 e O2 para cada modo ensaiado 50

Figura 32 – Gráfico dos valores de torque e potência para cada modo ensaiado 51

Figura 33 – Gráfico dos valores de NOx obtidos durante os ensaios 52

Figura 34 – Gráfico dos valores de CO e HC obtidos durante os ensaios para cada modo ensaiado 53

Figura 35 – Gráfico dos valores da vazão de escape obtidos durante os ensaios para cada modo ensaiado 54

Figura 36 – Gráfico dos valores do consumo específico de combustível 55

Figura 37 – Esquema dos pontos de instrumentação de temperaturas e pressões no motor utilizado como objeto de estudo 56

Figura 38 – Gráfico do valor das temperaturas T1, T21, T22, T3 e T4 para os diferentes modos avaliados 57

Figura 39 – Gráfico dos valores das pressões obtidos durante os ensaios para cada modo avaliado 58

Figura 40 – Esquema de instalação do motor diesel de referência nos ensaios realizados 59

Figura 41 – Gráfico do valor rejeitado total 60

Figura 42 – Gráfico do valor rejeitado para água 61

Figura 43 – Gráfico da eficiência térmica do motor 61

Figura 44 – Detalhe da preparação da instrumentação e colagem dos termopares na camisa de cilindro 62

Figura 45 – Posição de montagem das camisas no bloco de cilindros 63

Figura 46 – Saída de conexão elétrica dos termopares através do bloco de cilindros 63

Figura 47 – Ligação dos termopares e sistema de coleta de dados MV200 -Yokogawa 64

Figura 48 – Gráfico da temperatura de água do motor comparada com a temperatura na parede da camisa de cilindros 64

Figura 49 – Gráfico da variação da temperatura da água durante o ensaio de choque térmico 65

Figura 50 – Gráfico do tempo de subida da temperatura de água na condição marcha lenta .. 65

Figura 51 – Diagrama de blocos do sistema de controle 67

Figura 52 – Modelo de controle da válvula termostática e bomba de água 68

Figura 53 – Diagrama de bloco do sistema de arrefecimento proposto 70

Figura 54 – Diagrama de blocos do modelo GT-COOL/SIMULINK 71

Figura 55 – Modelo no GT-Cool do sistema de arrefecimento utilizado na simulação 73

Figura 56 – Entrada dos dados e das curvas de desempenho do motor no GT-Cool 76

Figura 57 – Entrada dos dados e das curvas vazão e eficiência da bomba de água no GT-Cool 76

Figura 58 – Gráfico da resposta do estimulo tipo degrau da rotação da bomba elétrica de água 77

Figura 59 – Modelo da função de transferência, como entrada a vazão água comandada e saida de vazão de água 77

Figura 60 – Grafico da curva caracteristica da bomba elétrica de água 78

Figura 61 – Entrada dos dados e do coeficiente de transferência de calor do objeto radiador. 79

Figura 62 – Entrada dos dados na tabela de rejeição de calor através do bloco do motor no GT-Cool. 80

Figura 63 – Tela de configuração da abertura do orificio e dos valores pre-definidos entre o diametro minimo e maximo 81

Figura 64 – Gráfico da curva de deslocamento da válvula termostática 81

Figura 65 – Tela de configuração do objeto de conexão entre GT-Cool e Simulink 82

Figura 66 – Diagrama de blocos do sistema controle proposto e utilizado nos ensaios 85

Figura 67 – Requisitos iniciais para a sintonia dos controladores 86

Figura 68 – Gráfico dos resultados obtidos na simulação 87

Figura 69 – Gráfico dos resultados obtidos na simulação 88

Figura 70 – Tempo de acomodação da temperatura Tw após distúrbio na rotação do motor .. 89

Figura 71 – Gráfico dos resultados obtidos na simulação 89

Figura 72 – Sinal de abertura do orifício durante o transiente 30% de rotação do motor 90

Figura 73 – Gráfico dos resultados de controle de temperatura Tw obtido na 2° simulação..... 91

Figura 74 – Distúrbio tipo degrau de 30% na rotação do motor 92

Figura 75 – Tempo de acomodação da temperatura Tw após distúrbio 30% na rotação do motor 92

Figura 76 – Sinal de rotação da bomba de água durante o transiente de rotação do motor 93

Figura 77 – Sinal de abertura do orifício durante o transiente 30% de rotação do motor..... 93

Lista de tabelas

Tabela 1 – Dados técnicos do motor Diesel de referência.....24
Tabela 2 – Tabela dos valores do ciclo ESC.....45
Tabela 3 – Tabela dos critérios de aprovação do balanço térmico para motores a Diesel..60
Tabela 4 – Tabela resumo dos ganhos dos controladores obtidos durante o ensaio.....88
Tabela 5 – Tabela resumo dos ganhos dos controladores do 2° experimento.....91

Lista de Abreviatura/Símbolos

BMEP – Pressão Media Efetiva (*Brake Mean Effective Pressure)*

BSFC – Consumo Específico de Combustível (*Brake Specific Fuel Consumption*)

CO – Monóxido de carbono

CO_2 – Dióxido de Carbono

ECU – Unidade de Controle Eletrônico (*Electronic Control Unit*)

ECM – Módulo de Controle Eletrônico (*Electronic Control Module*)

ESC – Ciclo Europeu Estacionário (*European Stationary Cycle*)

ETC – Ciclo Europeu Transiente (*European Transient Cycle*)

HC – Hidrocarboneto

H – Hidrogênio

MP – Material particulado

- Vazão de combustível

- Vazão do liquído de arrefecimento

- Vazão do liquído de arrefecimento comandada

N - Rotação do motor

NO_2 – Óxido Nítrico

NOx – Óxido Nitroso

NO_2 – Dióxido de nitrogênio

N_2 – Nitrogênio

N_2O – Óxido Nitroso

PMS – Ponto Morto Superior

PMI – Ponto Morto Inferior

P - Energia produzida em watts

PWM – Modulação por Largura de Pulso (*Pulse Width Modulation*)

r - Taxa de consumo de combustível em gramas por segundo

- Temperatura ambiente

TE1- Temperatura de entrada de água no bloco do motor

TE1des - Temperatura de entrada de água no bloco do motor desejada

TE3- Temperatura de saída de água no bloco do motor

TE3des – Temperatura de saída de água no bloco do motor desejada

Tw - Temperatura de água em torno da parede do cilindro

Tw, des – Temperatura de água em torno da parede do cilindro desejada

Tw, e - Valor do erro, diferença entre valor desejado e o valor atual

VECSS - (*Vehicle Engine Cooling System Simulation*)

ω - Rotação do motor em radianos por segundo

τ - Torque do motor

SUMÁRIO

Dedicatória....iv
Agradecimentos....v
Resumo....vii
Abstract....viii
Lista de Figuras....ix
Lista de Tabelas....xiii
Lista de Abreviaturas e Símbolos....xiv
1 INTRODUÇÃO....1
1.1 - Objetivos....6

2 FUNDAMENTOS BASICOS E REVISÃO BIBLIOGRÁFICA....7
2.1 - Fundamentos Basicos....7
2.1.1 - Conceitos Básicos dos Motores a Diesel e o Sistema de Arrefecimento....7
2.2 - Revisão Bibliográfica....16
2.2.1 - Contextualização....23

3 MATERIAIS E MÉTODOS....24
3.1 - Sistemas do motor de referência que será utilizado no trabalho....24
3.1.1 - Bomba de Água....29
3.1.2 - Radiador....30
3.1.3 - Ventilador....31
3.1.4 - Válvula termostática ou Termostáto....32
3.1.5 - Interruptor térmico....33
3.1.6 - Sensor de temperatura de água do motor....35
3.1.7 - Líquido de arrefecimento do motor....36
3.1.8 - Módulo eletrônico do motor (ECM)....37
3.2 - Componentes do modelo proposto....38
3.2.1 - Bomba elétrica de água....38
3.2.2 - Válvula termostática controlada eletronicamente....39
3.3 - Descrição experimental....40

3.3.1 - Bancada de emissões e bancada dinamométrica 41
3.3.2 - Metodologia 41
3.4 - Parâmetros de combustão e condições de contorno utilizado nos ensaios..... 42
3.4.1 - Ensaio de emissões e de consumo de combustível do motor de referência 43
3.4.2 - Metodologia usada no ensaio de emissões e consumo de combustível 44
3.4.3 - Ensaio de rejeição térmica do motor de referência 59
3.4.4 - Ensaio para determinar a temperatura na parede do cilindro do motor de referência..... 62
3.5 - O ambiente de simulação 66
3.5.1 - Matlab/Simulink e GT-COOL 66

4 SISTEMA DE CONTROLE E MODELOS..... 66
4.1 - Configurações do sistema de controle..... 67
4.2 - Modelos de Co-Simulação 70
4.3 - Construção dos modelos no GT-COOL..... 71
4.3.1 - Modelo do Motor 74
4.3.2 - Modelo da bomba elétrica de água..... 76
4.3.3 - Modelo do radiador de água..... 78
4.3.4 - Modelo do bloco do motor..... 79
4.3.5 - Modelo da válvula de orifício variável 80
4.3.6 - Conexão GT-Cool/Simulink 82
4.3.7 - Projeto do controlador..... 83
4.3.7.1 - Requisitos do projeto de controle..... 83

5 RESULTADOS EXPERIMENTAIS 86
5.1 - Resultados do projeto de controle da temperatura TW - 1°experimento 87
5.2 - Resultados do projeto de controle da temperatura TW – 2°experimento 90

6 CONCLUSÕES E DESENVOLVIMENTOS FUTUROS 94
6.1 - Conclusões 94
6.2 - Desenvolvimentos Futuros..... 94

REFERÊNCIAS 96

1 INTRODUÇÃO

Neste primeiro capítulo são apresentados os fatores que levaram ao desenvolvimento do presente trabalho, bem como seus objetivos.

O sistema de arrefecimento de um motor diesel tem sido convencionalmente considerado como um sistema auxiliar, com menor importância para o desempenho do motor, embora necessário ao seu funcionamento. Os sistemas convencionais de refrigeração do motor são projetados para manter a temperatura do motor aceitável para uma ampla faixa de operação e condições de funcionamento.

Na busca de maior economia de combustível e redução das emissões de gases poluentes, um sistema de arrefecimento do motor diesel eletronicamente controlado, deve proporcionar melhorias no seu desempenho por meio de seus efeitos sobre o motor, melhoria na perda por atrito, melhoria na economia de combustível, na redução das emissões e aumento de durabilidade. Com a introdução da tecnologia mecatrônica, os sistemas convencionais mecânicos seriam substituídos por sistemas controlados eletronicamente.

O projeto básico do sistema de refrigeração automotiva manteve-se essencialmente inalterado durante muito tempo, por exemplo, o acionamento da bomba de água do sistema de arrefecimento do motor é proporcional à rotação do motor. Assim, a taxa de fluxo do líquido refrigerante é determinada pela rotação do motor, o que não é ideal para a maioria dos casos.

Assim, uma bomba de água convencional, acionada mecanicamente, pode causar perdas desnecessárias e parasitárias. Por esta razão uma bomba de água com controle eletrônico permitiria um controle da vazão de água do sistema de arrefecimento, independentemente da rotação do motor, propiciando uma redução posterior das perdas parasitárias. Outra vantagem potencial da bomba elétrica de água é a possibilidade de redução do tamanho do radiador, que é uma questão importante no desenvolvimento de sistemas de arrefecimento do motor. Com esta flexibilidade no controle, temos uma melhor escolha nos pontos de operação do motor Diesel.

Em motores a Diesel, esse combustível é injetado no cilindro preenchido por ar comprimido a alta temperatura, e as emissões são formadas a partir da combustão desta mistura, dependendo não só das condições durante a combustão, mas, também, do ciclo de expansão, principalmente próximo à abertura da válvula de escape. A preparação da mistura durante o período que antecede a combustão, a qualidade da queima, a duração do período de expansão e as características de projeto do motor, têm um papel importantíssimo na formação das emissões. Essencialmente, a concentração de diferentes tipos de emissões nos gases de escape é resultado da formação e das reações químicas nesse sistema.

Produtos resultantes de uma combustão incompleta, formados durante períodos iniciais do mecanismo reacional de combustão, são oxidados posteriormente durante o ciclo de expansão. A mistura de hidrocarbonetos não queimados com gases oxidantes, alta temperatura na câmara de combustão e um tempo adequado para o processo de oxidação permitem uma combustão mais completa. HC, CO, NO_x e PM são os produtos mais importantes da combustão do ponto de vista de controle das emissões de impacto local.

Lourenço A. (2010) descreve que a formação de HC (Hidrocarboneto) nos motores Diesel consiste, basicamente, de moléculas de combustível decompostas e óleo lubrificante. As principais fontes da primeira parcela mencionada, as moléculas de combustível decompostas, são a mistura ar/combustível e o tamanho excessivo de partículas (gotas) de combustível geradas ao final da injeção. Em geral, hidrocarbonetos não queimados são relacionados à região de mistura ar/combustível relativamente “pobre”, ou seja, regiões onde existe um excesso de ar, geometria do *spray* de combustível, quantidade de combustível injetada nas paredes do cilindro e pós-injeção. O projeto do motor e as condições de operação também têm um papel importante na formação e na oxidação das moléculas de hidrocarbonetos.

O CO (monóxido de carbono) é um produto intermediário da combustão dos hidrocarbonetos, formado principalmente devido à combustão incompleta que ocorre pela falta de oxidantes e a baixas temperaturas. Durante a combustão, quando esta se dá de forma completa, ocorre a oxidação de CO em CO_2 por reações entre o CO e vários oxidantes, principalmente através de compostos hidrogenados. Se essas reações são incompletas devido à falta de oxidantes

ou devido à baixa temperatura, não ocorre a oxidação do CO, fazendo, assim, com que o motor emita grandes quantidades deste gás.

A combustão de misturas ar/combustível "ricas", normalmente produz grandes quantidades de CO, mas, como a combustão em motores Diesel é normalmente "pobre", as emissões de CO nos motores diesel são extremamente baixas.

Nas emissões de motores de combustão interna, NO_x (Óxido Nitroso) refere-se à classe de compostos chamados óxidos de nitrogênio. Nas emissões de motores a Diesel, NO é normalmente o mais abundante óxido de nitrogênio e constitui de 70 a 90% do total de NO_x. NO_2 também aparece em níveis significativos, mas em quantidades bem menores que o NO.

Para os dois compostos principais das emissões de NO_x - NO formado a partir do processo de combustão e o NO_2 formado a partir do NO - existem alguns mecanismos responsáveis pela formação do NO durante o processo de combustão. Esses mecanismos são fortemente afetados pela temperatura, pressão, condições da chama e concentrações dos demais componentes na combustão.

Quanto maior a quantidade de combustível queimado, mais calor é gerado e pode-se observar um aumento significativo de temperatura no cilindro. Maiores temperaturas produzem energia suficiente para que ocorram os mecanismos de reações químicas, causando assim maiores formações de NOx. A formação do óxido nítrico (NO), de acordo com Heywood (1988) se dá ao longo da faixa de alta-temperatura de gases queimados atrás da chama, através de reações químicas que envolvem nitrogênio, átomos de oxigênio e moléculas que não atingiram equilíbrio químico. A formação de óxido de nitrogênio pode ser descrita pelos seguintes processos químicos:

$$O + N_2 = NO + N \quad (1)$$

$$N + O_2 = NO + O \quad (2)$$

A taxa de formação de moléculas de NO é diretamente proporcional à temperatura no interior da câmara de combustão e à concentração de oxigênio (razões de equivalência menores do que 1 indica que a massa de oxigênio é maior do que a massa de combustível).

Definido como qualquer partícula presente no sistema de escape de um motor de combustão interna que pode ser retida em um filtro a temperaturas iguais ou inferiores a 52°C, o Material Particulado (MP) não é uma espécie fisicamente bem definida. Em geral, o MP é obtido a partir de substâncias orgânicas e inorgânicas induzidas ao motor junto ao ar e ao combustível. Um dos principais constituintes do material particulado são as partículas de carbono resultantes dos processos de combustão heterogêneos nos motores a diesel. Poeira, presente no ar ambiente ou material inorgânico, presente nos combustíveis ou nos aditivos, pode aparecer como forma de MP no sistema de escape. Também, metais provenientes de desgaste dos componentes do motor podem ser levados pelo óleo lubrificante e, eventualmente migrarem para o sistema de escape, podendo ser retidos no filtro de material particulado durante os ensaios de emissões.

Os resultados da pesquisa em sistemas de refrigeração avançados têm sido publicados ao longo dos últimos anos, com foco principal no controle de temperatura do motor baseado em estudo de simulação, por exemplo, em Xu, Z, Johnson, *et al* (1984) e Brian J Luptowski, (2005).

Alguns trabalhos publicados, como Lehner, *et at* (2001) apontam que em um sistema de arrefecimento controlado eletronicamente há benefício na economia de combustível e redução das emissões de gases poluentes. Outros estudos, como H. H. Pang, *et al* (2004) mostram que existe uma redução potencial de NOx (NO e NO2, usualmente unidos e designados como NOx) com o controle da temperatura de arrefecimento do motor Diesel.

Sabendo que a temperatura influencia diretamente a taxa de formação de NO (Óxido Nítrico), um método de controle de emissões eficiente envolve o controle da temperatura da combustão. O uso de um sistema eletronicamente controlado oferece uma oportunidade de alterar a calibração dos parâmetros do motor para uma melhor relação entre a economia de combustível e as emissões de NOx (Óxido Nitroso), CO (Monóxido de Carbono), HC (Hidrocarboneto) e PM (Material Particulado).

Órgãos governamentais em todo o mundo têm atuado como agentes controladores, com o intuito de impor a redução da poluição do ar, obrigando os fabricantes de motores e veículos a buscar soluções tecnológicas capazes de reduzir os níveis de emissões de poluentes. Como exemplo, a Figura 1 ilustra a evolução dos níveis aceitáveis de NOx e material particulado desde 1992 conforme a norma européia.

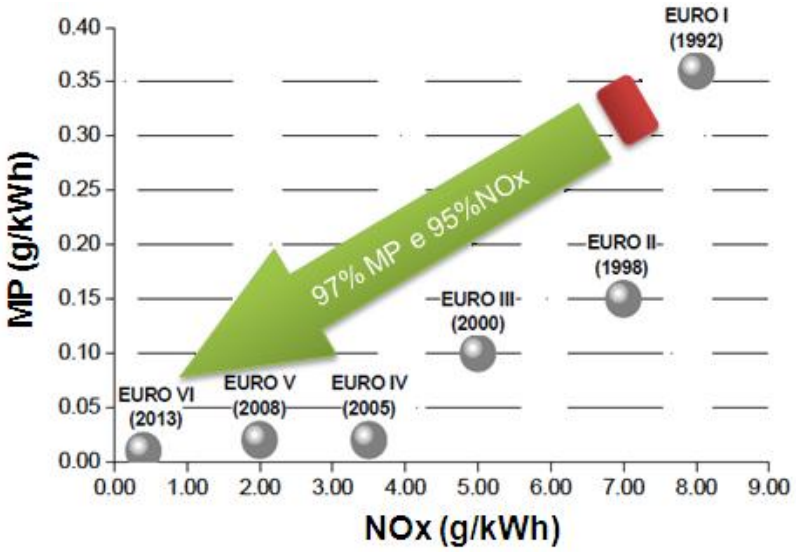


Figura 1 – Gráfico comparativo entre os níveis de emissões de NOx e (MP) Material Particulado da Norma Européia (EURO).

Percebe-se pela Figura 1, a evolução dos níveis de emissões de NOx e MP (Material Particulado) desde a introdução das normas de emissões, e que as exigências atuais quase beiram a anulação dos poluentes.

Para cumprir tais limites, diferentes tecnologias envolvendo diferentes abordagens, têm sido usadas. As técnicas se dividem entre aquelas em que o controle é feito durante a combustão e àquelas onde o controle é feito após a combustão. Deve-se considerar que embora uma técnica possa resultar na anulação de um determinado poluente, pode ocorrer o aumento de outro.

Espécies poluentes como monóxido de carbono, compostos orgânicos e particulados, têm a formação e destruição inerente ao próprio processo de combustão. A formação de outros poluentes, como os óxidos sulfurosos e os óxidos de nitrogênio, ocorre em ambiente permeado

por reações de combustão, ou mesmo com mecanismos acelerados por espécies intermediárias provenientes do processo. Assim, de uma forma ou outra, toda a química de poluentes está interligada ao processo de combustão. Em estudos, como H. H. Pang, *et al* (2004), a condição térmica do motor está relacionada com a temperatura do liquido de arrefecimento, com a temperatura do metal ao redor câmara de combustão, bem como às variações de carga.

Uma bomba de água em que a sua rotação é diretamente proporcional à rotação do motor, proporciona um adequado fluxo de água quando o sistema está operando em plena carga e elevada temperatura ambiente. No entanto, estas condições operacionais do motor representam apenas cerca de 5% das condições em que o motor vai operar durante a sua vida. Quando o motor está operando em condições mais típicas, a bomba de água ainda continua a fornecer o fluxo de refrigerante necessário para as condições extremas.

A tecnologia associada avançou em velocidade, custo e confiabilidade a ponto de que microcontroladores são utilizados para uma variedade de funções de controle em tempo real no gerenciamento do motor Diesel. Assim, uma bomba de água de fluxo variável, o ventilador e uma válvula termostática eletronicamente controlada tornaram-se viáveis, podendo substituir componentes dos sistemas de arrefecimento atuais.

1.1 Objetivos

O objetivo deste trabalho consiste no projeto e a análise de um sistema de controle mecatrônico do sistema de arrefecimento de um motor Diesel, visando um controle da temperatura de água do motor tendo como premissa que isso deverá proporcionar a economia de combustível e a redução das emissões. Para a realização deste objetivo será efetuado a modelagem dos componentes das malhas de controle e será implementado um modelo de co-simulação (Matlab/Simulink e GT-Cool) para fins de análise do sistema completo. Serão sintonizados os controladores seguindo uma abordagem algorítmica de projeto e efetuada a análise dos resultados obtidos.

2 FUNDAMENTOS BÁSICOS E REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Neste capítulo iremos apresentar, objetivamente, o material bibliográfico básico sobre motores de combustão interna do ciclo diesel e dos componentes a serem estudados neste trabalho, como é o caso do sistema de arrefecimento do motor diesel, além de um breve histórico de trabalhos importantes e recentes relacionados ao controle de temperatura do sistema de arrefecimento do motor diesel visando reduzir as emissões de poluentes e o consumo do combustível.

2.1 Fundamentos básicos

2.1.1 Conceitos básicos sobre motores do ciclo diesel e do sistema de arrefecimento

O motor de combustão interna do ciclo diesel é uma máquina térmica que transforma a energia proveniente de uma reação química em energia mecânica, necessitando de uma fonte de energia para seu funcionamento: o combustível. O processo de conversão se dá por meio dos ciclos termodinâmicos que envolvem admissão de ar, compressão, injeção de combustivel, mudança de temperatura dos gases e expansão. São considerados motores de combustão interna aqueles que utilizam os próprios gases da combustão como fluido de trabalho, ou seja, são esses gases que realizam os processos de compressão, aumento de temperatura (queima), expansão e finalmente exaustão. De fato, o que ocorre no interior das câmaras de combustão não é uma explosão e sim uma deflagração. O que impulsiona os pistões é o aumento da pressão interna do cilindro, decorrente da combustão (queima controlada). Os motores Diesel caracterizam-se pela ignição por compressão.

O engenheiro mecânico Rudolf Christian Karl Diesel desenvolveu um motor que leva seu nome, entre os anos de 1893 a 1897. Sua invenção surgiu quando os motores a vapor eram as fontes predominantes de energia nas indústrias de grande porte. O primeiro protótipo do motor surgiu em Agosto de 1893, e, no final do ano de 1896, Diesel apresentou um novo modelo com

um rendimento mecânico teórico espetacular de 75,6%, enquanto que os motores a vapor da época tinham um rendimento de aproximadamente 10%.

Os motores que operam no chamado ciclo Diesel, queimam o combustível por compressão sem o uso de centelha elétrica. Com o nome de óleo Diesel, o combustível, originado do petróleo, proporciona aos motores um elevado rendimento térmico, com conseqüente baixo consumo de combustível. O motor Diesel ou motor de ignição por compressão é um motor de combustão interna em que a combustão do combustível se faz pelo aumento da temperatura provocado pela compressão de ar.

Entre todos os motores de combustão interna conhecidos atualmente, o motor Diesel ainda é o mais eficiente. Isso significa dizer que extrai a maior quantidade de energia de uma quantidade específica de combustível. As duas características mais importantes dos motores diesel são: a economia de combustível e a durabilidade.

Motores Diesel têm como objetivo produzir energia mecânica a partir de energia química armazenada nos combustíveis. Utilizam um arranjo convencional de cilindros e pistões encontrado em outros tipos de motores de combustão interna, como os motores à gasolina. Em sua grande maioria, existem pequenas diferenças entre os motores Diesel e à gasolina.

Conceitualmente, os motores Diesel atingem elevado desempenho e excelente consumo de combustível. O ciclo diesel inicia comprimindo o ar existente dentro do cilindro a elevadas pressões e injetando uma pequena quantidade de combustível na câmara de combustão.

As temperaturas geradas durante a compressão do ar fazem com que esta pequena quantidade de combustível pulverizado evapore. Misturar o combustível pulverizado com o ar quente existente na câmara de combustão faz com que o combustível vaporizado atinja sua temperatura de auto-ignição e queime, liberando, assim, a energia antes armazenada.

Os motores de combustão interna Diesel podem ser divididos em dois tipos: o de dois tempos ou de quatro tempos. Os motores de quatro tempos necessitam de quatro tempos para

cada ciclo completo de combustão. No primeiro ciclo, ciclo de admissão, o pistão se movimenta do ponto morto superior (PMS) ao ponto morto inferior (PMI), conforme esquema de um motor de combustão interna com arranjo cilindro e pistão apresentado na Figura 2. Durante quase todo o ciclo de admissão, o ar filtrado é induzido para dentro do cilindro. No segundo ciclo, o ar que foi induzido para dentro do cilindro é comprimido durante o deslocamento do pistão do PMI para o PMS. Este segundo ciclo é conhecido como ciclo de compressão, onde o ar existente dentro do cilindro é comprimido e aquecido a uma temperatura normalmente acima da temperatura de auto-ignição do combustível injetado no cilindro próximo ao PMS. Com a queima do combustível, a energia em forma de calor é liberada aumentando a pressão dentro do cilindro.

Esta liberação de energia aumenta a pressão no cilindro que é aplicada à superfície do pistão fazendo com que ele retorne ao PMI. Este ciclo é conhecido como ciclo de expansão, ciclo de potência ou ainda ciclo de trabalho, pois é neste ciclo que a expansão dos gases produz trabalho aplicando pressão à superfície do pistão.

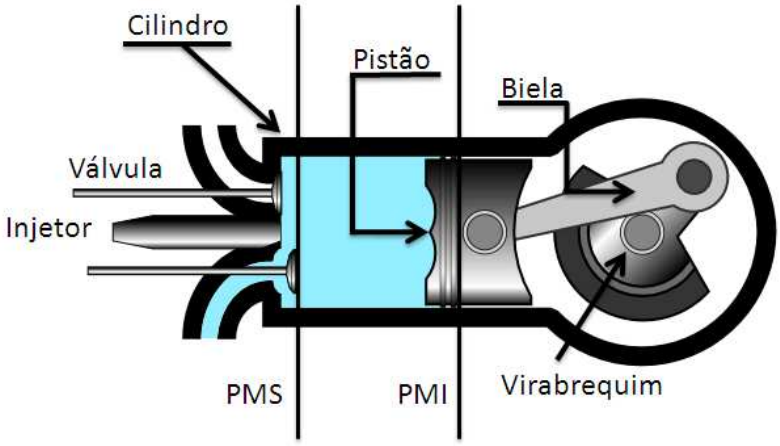


Figura 2 – Esquema básico de um motor de combustão interna

O último dos ciclos é o ciclo de exaustão onde os produtos da combustão são expelidos para o sistema de escape e, conseqüentemente, para a atmosfera. A Figura 3 representa os quatro ciclos de combustão.

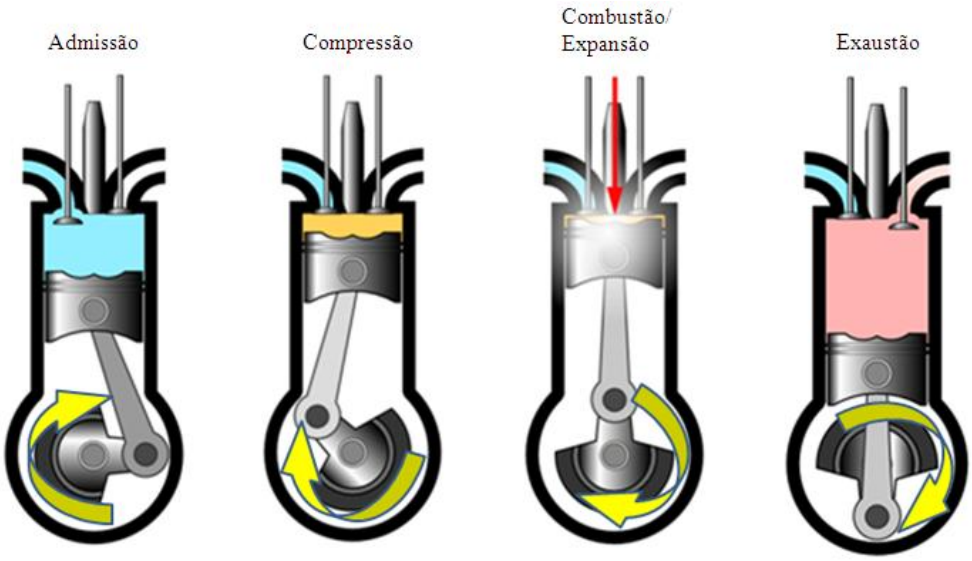


Figura 3 – Ciclo de um motor diesel de quatro tempos

Se não se considerasse a termodinâmica e a combustão no motor, sua refrigeração não seria necessária. Se pudéssemos imaginar o motor de quatro tempos sem nenhuma troca térmica entre o combustível queimando e as paredes dos cilindros, a temperatura média calculada não deveria exceder em muito a 300°C. O primeiro motor de Rudolf Diesel não continha o sistema de refrigeração.

Os numerosos imperativos mecânicos (dilatação, fricções, resistência ao calor dos óleos etc.) e as trocas térmicas inevitáveis na prática, entre a câmara de combustão e as paredes destas, conduziram, todavia, a se conceber um sistema de refrigeração eficaz.

Nos motores diesel a combustão do combustível ocorre pelas elevadas temperaturas (500 ºC a 650 ºC) do ar que está comprimido e aquecido e pela pressão na câmara de combustão de 65 a 130 kgf/cm^2.

Dos balanços térmicos estabelecidos pelo estudo da refrigeração dos motores, mais ou menos a terça parte da energia fornecida pela combustão é recolhida pelo eixo do motor, 35 a 40% dessa energia é dissipada pelos gases de escapamento, o resto, um pouco mais de um quarto, é perdido sob forma de calor na refrigeração.

Ainda é preciso considerar que para assegurar a refrigeração, será necessário preestabelecer certa força para movimentar os sistemas auxiliares como o ventilador, a bomba de água etc., e assegurar a dissipação no ar deste calor transmitido pelas paredes do bloco e cabeçote.

O óleo lubrificante representa, igualmente, um papel na refrigeração, pois ele conduz uma parte do calor que ele armazenou em contato com as paredes quentes e superfícies de atrito e que perde durante sua passagem no cárter ou eventualmente no radiador de óleo. A Figura 4 reúne as componentes do processo de geração de calor durante a combustão.

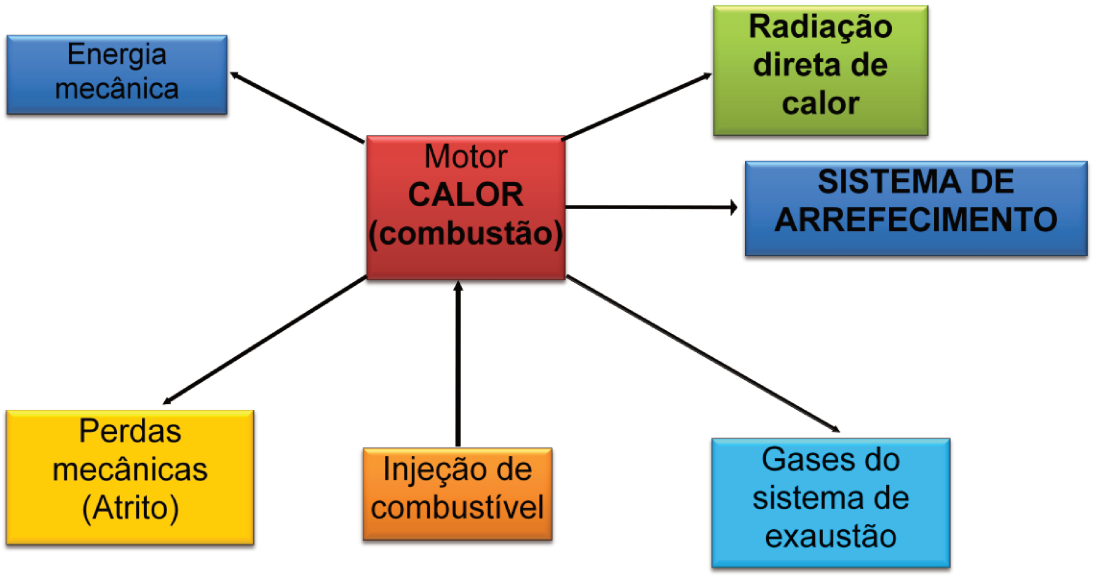


Figura 4 – Processo de geração de energia na forma de calor durante a combustão

O sistema de arrefecimento é o sistema que controla a temperatura de água do motor à combustão interna. Portanto, quando o sistema de arrefecimento trabalha na temperatura ideal o motor terá maior durabilidade, menor desgaste e atrito, maior economia de combustível, menos manutenção, emitirá menos poluentes e aumentará seu desempenho.

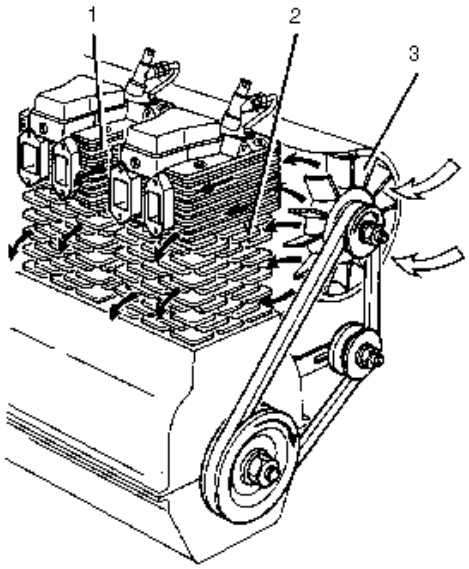
Os tipos de sistemas de refrigeração do motor estão divididos conforme o meio que dissipa o calor:

- Troca direta através do ar; e
- Troca indireta através do liquido de arrefecimento.

A troca direta de calor é feita aumentando-se as superfícies externas pelo artifício de aletas apropriadas e a ventilação destas; é a refrigeração direta ou refrigeração a ar.

A troca indireta é obtida pela refrigeração das paredes quentes e pela circulação continua de um liquido que é refrigerado em seguida; é a refrigeração indireta ou refrigeração à água.

A Figura 5 apresenta o caso de se usar o ar para arrefecer o motor. É usual recorrer a aletas que aumentam a superfície de refrigeração, assim como a um ventilador (muitas vezes denominado erradamente de turbina). A refrigeração por ar é pouco eficiente, difícil de controlar e ocupa mais espaço. Deste modo, praticamente já não existem motores que utilizam este tipo de refrigeração.



1- Cabeçote do motor; 2- Cilindros com aletas; 3- Ventilador.

Figura 5 – Sistema de refrigeração direta ou circulação de ar

O sistema de refrigeração a água ou indireta implica na utilização de um circuito hidráulico que transporte a água (ou o fluído de refrigeração adotado), assim como de um radiador para arrefecer a água, o ventilador do radiador, a bomba de água e uma válvula termostática que controla a vazão ou a circulação da água através do radiador.

Os motores de combustão interna necessitam de um sistema de refrigeração que é fundamental para o seu bom funcionamento, pois a queima do combustível nos cilindros (câmara de combustão) libera grande quantidade de energia em forma de calor, que é dissipado através das paredes do cilindro, na superfície de deslizamento do pistão e no bloco do motor trocando calor com o liquido de arrefecimento.

O rendimento máximo dos motores de ciclo Diesel é de aproximadamente 35% o que significa que 65% da energia são dissipadas pela radiação direta, nos gases de escape e pelo sistema de refrigeração. A fim de evitar uma sobrecarga térmica, devido à temperatura excessiva dos componentes em torno da câmara de combustão (camisa do cilindro, cabeçote, válvulas, bloco do motor e em alguns casos, os pistões), o motor deve ser refrigerado intensivamente. Nos motores arrefecidos por água, o bloco e o cabeçote do motor apresentam cavidades por onde circula o liquido de arrefecimento.

O deslocamento do liquido através dessas cavidades é feito pela bomba de transferência ou bomba da água e como o sistema é constituído por um circuito fechado, a bomba força o liquido a passar pelas cavidades internas do bloco, cabeçote e pelo radiador, onde troca calor com o meio externo. Como o líquido de arrefecimento é constituído de uma parte de água e outra de anticongelante e antioxidante, ele tem um calor específico elevado e fornece uma eficiente transferência térmica entre os materiais e o meio externo através do radiador de calor. O fluxo de ar que passa através das aletas do radiador de calor é forçado por um ventilador ou pelo movimento do veículo. A temperatura do líquido de arrefecimento é regulada por uma válvula termostática que aumenta ou diminui o fluxo no radiador, conforme necessário.

O sistema de arrefecimento indireto ilustrado na Figura 6 se tornou o padrão nos motores que equipam tanto os veículos leves quanto os veículos pesados. A água pura não é mais utilizada como liquido do arrefecimento; atualmente é uma mistura de água (potável), anticongelante (etileno glicol em geral) e vários inibidores de corrosão, selecionados para cada aplicação específica. Uma concentração de anticongelante 30 a 50% coloca o ponto de ebulição da mistura do liquido de arrefecimento a 120 ° C e uma pressão de 1,4 Bar.

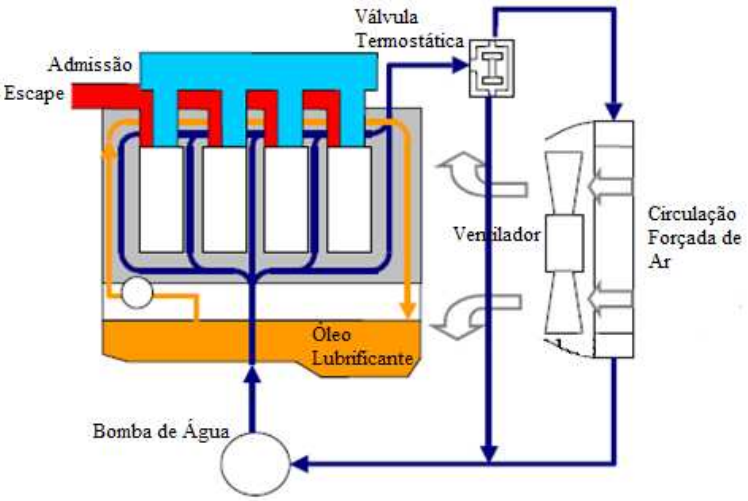


Figura 6 - Sistema de arrefecimento convencional indireto (Cortona, E, *et al* em 2000).

No bloco de cilindros do motor, com a liberação de energia durante a combustão, conforme apresentado na Figura 7, o calor gerado na câmara durante a combustão no interior do motor é classificada em: convecção, condução e irradiação de calor.

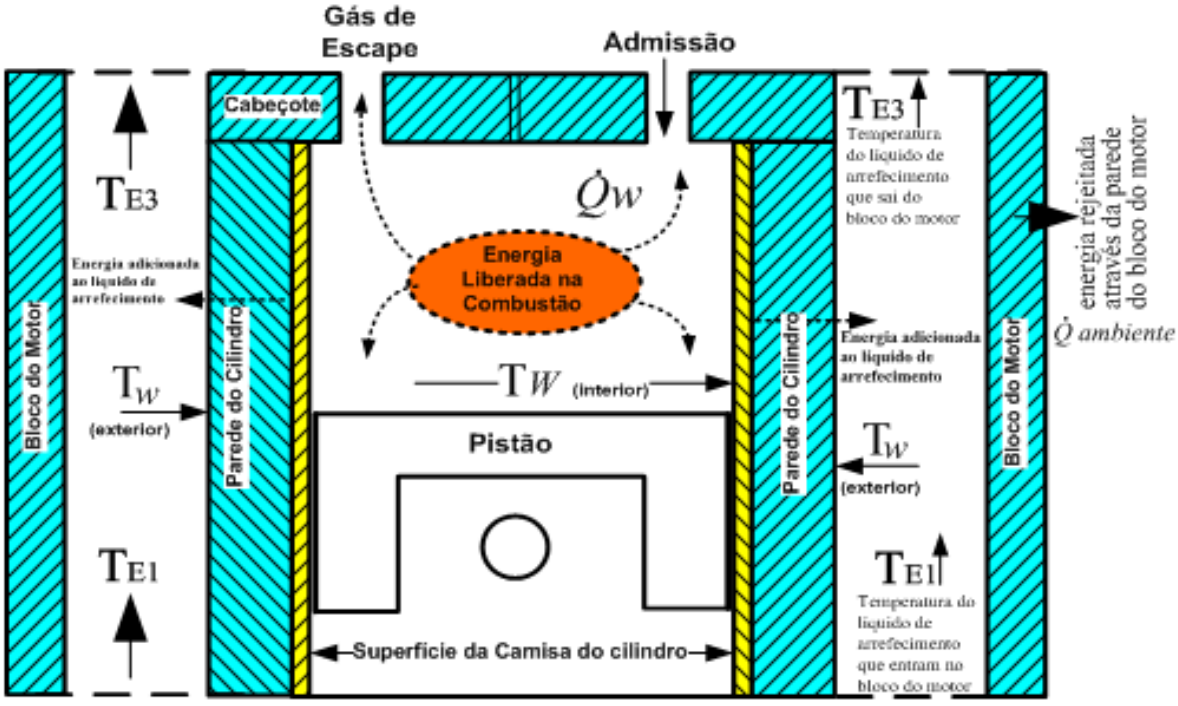


Figura 7 - Bloco de cilindros do motor com a liberação de energia durante a combustão e o circuito do líquido de arrefecimento.

Toda máquina térmica ou mecânica que utiliza ou transforma uma energia qualquer, não pode restituir integralmente em trabalho a energia fornecida, pois há duas formas de perda de energia na transformação e na utilização. Estas perdas são térmicas (resfriamento e escapamento) e perdas mecânicas (atrito entre os componentes). O ideal seria transformar toda a energia química do combustível em energia térmica, mas existem perdas pelas próprias características dos materiais envolvidos, que necessitam trocar o calor gerado pela combustão e atritos internos.

Portanto, considerando o sistema térmico da Figura 8, pode-se pensar na combustão onde o combustível e o ar são fornecidos e o movimento de retorno do pistão (trabalho) é entregue produzindo energia mecânica, mas o trabalho entregue é menor que o valor da energia fornecida durante o processo de combustão. A diferença entre a energia fornecida durante a combustão e a que ele aproveita corresponde à soma das perdas.

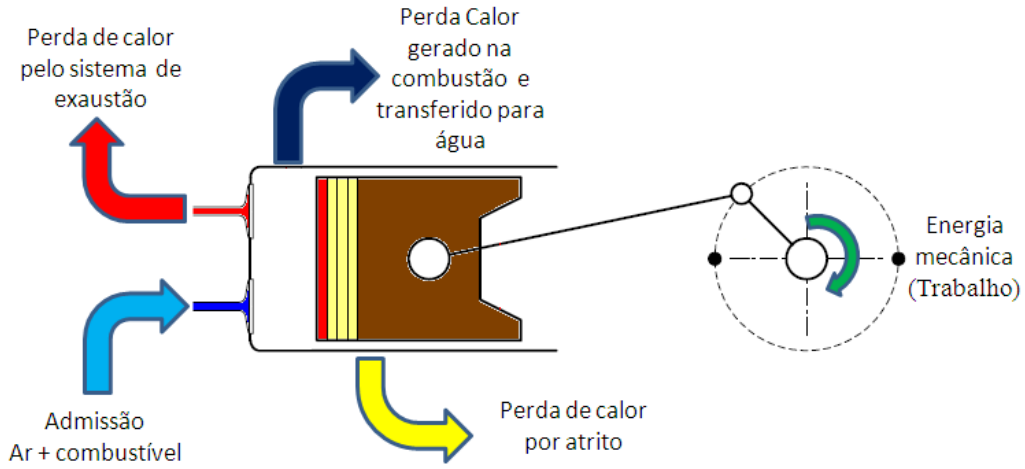


Figura 8 – Balanço de energia e a geração de movimento

O rendimento de um motor do ciclo diesel pode atingir de 35% a 40%. A energia total desenvolvida pela combustão distribui-se do seguinte modo:

- 25% sob forma de calor gasto pelo sistema de arrefecimento dos cilindros;
- 30% sob forma de calor retirado pelos gases de escape;
- 5% sob forma de energia mecânica absorvida pelos atritos internos do motor;
- 40% sob forma de energia mecânica disponível na extremidade do virabrequim.

A variação da temperatura da entrada e saída d'água de refrigeração de um motor deve ser a menor possível, pois essa troca de calor, embora necessária, provoca perdas de energia. Portanto, essa variação de temperatura deve ser trabalhada com muito cuidado, caso contrário, o motor poderá apresentar superaquecimento ou ter uma boa parte dessa energia perdida pelo trocador de calor.

2.2 Revisão Bibliográfica

Os resultados das pesquisas sobre o controle dos sistemas de arrefecimento do motor que foram publicados ao longo dos últimos anos têm como foco principal a redução do consumo de combustível e das emissões de gases poluentes e como ferramenta tem sido utilizada modelos de simulação do sistema de controle de temperatura do motor. Desde que os microprocessadores se tornaram disponíveis, confiáveis e com baixo custo, várias pesquisas têm sido feitas para aperfeiçoar e otimizar o desempenho do motor de combustão interna. A principal ênfase dada tem envolvido geralmente o controle de combustível e das emissões de poluentes, entre outras variáveis relevantes para o processo de combustão, negligenciando o sistema de arrefecimento do motor. A maioria dos motores hoje opera com uma bomba acionada mecanicamente e uma válvula termostática acionada por meio de um bulbo à base de cera. Embora eficaz para controlar a temperatura do motor, esse sistema não contribui para a economia de combustível e a redução dos níveis de emissões de poluentes.

Chad Lehner, *et al*., (2001) utilizou o software VECSS (*Vehicle Engine Cooling System Simulation*) para desenvolver e testar vários projetos de controle. O trabalho consistiu no projeto de vários algoritmos empíricos para o controle da rotação da bomba de água do motor Diesel e o controle da posição da válvula termostática. Por exemplo, a rotação da bomba de água do motor pode ser configurada para operar como uma função de qualquer um dos seguintes parâmetros: rotação do motor, temperatura ambiente, juntamente com a temperatura de entrada do líquido de arrefecimento do motor, taxa de fluxo de combustível, velocidade do ar, temperatura de saida do líquido refrigerante, ou a diferença de temperatura do líquido de arrefecimento entre a entrada e saída do motor e temperatura da parede dos cilindros. Este estudo foi importante também por ter

utilizado um software de simulação, VECSS, para mostrar pela primeira vez o potencial de se utilizar um microcontrolador e um algoritmo de controle para controlar o sistema de arrefecimento do motor.

Seus algoritmos foram testados e refinados usando VECSS e os resultados foram validados em um motor de referência em dinamômetro. Um microprocessador integrado com as funções de controle e um hardware adequado para atuar no sistema de arrefecimento aplicado ao motor Diesel, e os resultados dos testes foram comparados com aqueles obtidos a partir dos resultados no VECSS e no dinamômetro, propiciando as seguintes conclusões:

- controlar o fluxo do líquido refrigerante mantendo a temperatura de água do motor e a temperatuda óleo lubrificante controladas, para manter a temperatura da parede dos cilindros entre 130°C e 180°C, melhora a eficiência térmica a baixas temperaturas nas condições de partida a frio e a redução nos niveis das emissões de poluentes;

- o controle da rotação da bomba de água elétrica e, por consequência, da vazão independente da rotação do motor, contribui para maior eficiência térmica e economia de combustível;

- considerando-se que as temperaturas das partes metálicas do motor tendem a aumentar mais rapidamente com menores taxas de fluxo do liquido refrigerante e isso aumenta o desgaste e diminui a vida útil do motor, a introdução do controle de temperatura e da bomba de água elétrica promove uma diminuição do desgaste e um aumento na vida útil do motor; e

- a diminuição do tempo de ativação do ventilador em um sistema de refrigeração controlado resulta maior economia de energia e melhora o consumo de combustivel.

Esse estudo, efetuado com o software de simulação VECSS, mostrou as vantagens de um sistema de refrigeração controlada, antes mesmo de ser introduzido em motores Diesel e abriu as portas para muitos outros estudos.

Hovin, *et al* (1988), baseado no trabalho realizado por Xu, desenvolveram um sistema com controle à realimentação o sistema de refrigeração de baixo fluxo, também usando o VECSS. A válvula termostática do sistema de refrigeração e a bomba de água foram substituídas por atuadores controláveis. O ventilador também foi acionado pelo controlador. O objetivo era controlar a temperatura do líquido refrigerante do motor após as variações de carga do motor definidas por um ciclo normalizado, e manter a temperatura do sistema de refrigeração do motor em níveis considerados como ideais para máximo desempenho do motor, menor consumo de combustivel, melhora nas emissões e maior durabilidade.

O controle da rotação e da vazão da bomba de água foi investigado em outros trabalhos, como o de Kulkarni, *et al* (1998) e Couetouse, *et al* (1996). Foi usado no modelo de referência um controlador adaptativo com múltiplas entradas e múltiplas saída. Os principal objetivo do controle da temperatura do liquido de arrefecimento foi:

- manter a temperatura do sistema de arrefecimento entre 89°C e 94°C em todas as condições de carga e rotação do motor;

O modelo foi testado e medindo o desempenho do sistema de refrigeração, em face aos distúrbios da temperatura provocados por diferentes cargas de trabalho do motor diesel e por variações do meio externo, como clima quente e frio. Os resultados foram comparados com aqueles previstos pelo sistema convencional com bomba mecânica e válvula termostática. Os resultados mostraram que o sistema de arrefecimento controlado foi capaz de reduzir as flutuações nas temperaturas do sistema de refrigeração do motor diesel e se adaptar a condições transientes, e controlar a temperatura do liquido refrigerante mantendo a temperatura do bloco e cabeçote do motor dentro de uma faixa aceitável. Também, a concepção do sistema foi modificada de forma que parte da carga de arrefecimento foi transferida para o óleo do motor, sem exceder o máximo de temperatura do óleo. A simulação do sistema de refrigeração controlado mostrou grande potencial para melhorar sistema de arrefecimento do motor diesel quando comparado com o sistema de refrigeração convencional. Também foi capaz de manter as temperaturas do líquido refrigerante e a do óleo próximas de seus valores nominais, enquanto que em um sistema convencional são notórias as flutuações e a instabilidade de temperatura do motor.

O controle permitiu ao sistema reagir rapidamente às mudanças das condições do ambiente e um sistema convencional não poderia reagir tão rapidamente. Outro teste realizado foi o controle da ação do ventilador, permitindo um bloqueio parcial ou diminuindo sua ação e mostrando um aumento na capacidade de refrigeração através do radiador. Estas conclusões confirmam as hipóteses iniciais de que a introdução de um controle automático microprocessado foi fundamental para um melhor desempenho do motor, durabilidade e eficiência.

Golm, *at al* (1997) investigou uma bomba de água com baixo fluxo do liquido de arrefecimento de um motor diesel de 1.9L. O foco do estudo foi testar o potencial do sistema para economizar energia. Uma bomba elétrica de água fornecendo cerca de um décimo do taxa de fluxo de refrigerante da bomba convencional, resultou em uma redução de 90% da potência consumida pela bomba. Durante este estudo a temperatura do líquido refrigerante do motor e a temperatura do óleo lubrificante foram monitorados para avaliar o desempenho do baixo fluxo de água do sistema de arrefecimento enquanto o fluxo de combustível foi monitorado para avaliar os benefícios na redução do consumo de combustivel com a aplicação da bomba de água elétrica no sistema.

Os resultados mostraram que o baixo fluxo de resfriamento do sistema poderia corretamente arrefecer o motor/veículo em 95% das condições de operação (condições normais de condução). Os outros 5% das condições de operação (carga pesada e baixa velocidade), nesse regime, a temperatura do cabeçote do motor aumentou de 20° C em relação ao do sistema convencional, mas as outras temperaturas permaneceram aceitáveis, devido ao aumento do coeficiente de transferência de calor. Os resultados desse estudo indicam um aumento de 2% na economia de combustível com a utilização de uma bomba elétrica de água. Os resultados mostraram que um sistema controlado eletronicamente teve um rápido tempo de aquecimento do motor em baixa temperatura ambiente.

Melzer, *et al* (1999) investigaram um sistema de arrefecimento (sistema de gerenciamento térmico), onde controles eletrônicos foram utilizados para definir a taxa de fluxo refrigerante através de atuadores ajustáveis no radiador, circuito de derivação e aquecedor central, juntamente com uma taxa de fluxo variável da bomba elétrica de água e um ventilador elétrico com

velocidade variável. O controle do sistema de resfriamento foi realizado por meio do mapeamento dos dados do sistema por computador. O projeto foi usado em um esforço para aumentar a eficiência na queima do combustível e, ao mesmo tempo, reduzir as emissões de poluentes. Em um sistema convencional, a eficiência na queima do combustível e redução nas emissões de poluentes são "pobres" em condições a frio, onde as temperaturas do motor estão baixas e o sistema está fornecendo muito fluxo de liquido refrigerante. A ênfase principal deste estudo foi investigar o potencial para reduzir o consumo de combustível e os resultados mostram que foi reduzida em cerca de 5% para uma ampla gama de condições operacionais ou condições de carga do motor. Isto é atribuído ao controle da temperatura do motor e à redução da potência consumida pela bomba de água e do ventilador.

Robinson *et al* (1999) investigaram, no sistema de arrefecimento do motor, uma maneira de diminuir o atrito, permitindo uma maior rapidez de aquecimento e diminuição da variabilidade da temperatura de cilindro a cilindro. Os benefícios incluem o aumento da economia de combustível, diminuição nas emissões de poluentes, maior durabilidade e melhora no desempenho do motor.

Um das mais significativas investigações em matéria de controle do sistema de refrigeração do motor é a de fornecer maiores velocidades de fluxo refrigerante em áreas de alto fluxo de calor, aumentando, assim, a taxa de transferência de calor convectivo com o liquido de arrefecimento. Os benefícios no controle do sistema de refrigeração do motor incluem o controle da temperatura do bloco de cilindros e pistões, no cabeçote de válvulas e nos sistemas auxiliares do motor. É afirmado que o controle da temperatura de superfície na parede do bloco dos cilindros com um máximo de 180° C e minimo de 60° C importante para as necessidades de lubrificação, bem como reduzir emissões de HC, porque ela diminui a extinção da chama na borda da câmara de combustão. As conclusões deste estudo indicaram as vantagens de uso de um sistema de arrefecimento controlado eletronicamente. O sistema de refrigeração foi equipado com uma válvula no radiador (atuador), um ventilador e bomba elétrica de água, todos controlados eletronicamente. As entradas de controle foram variadas de acordo com a rotação do motor, carga, velocidade do veículo e temperatura do liquido de arrefecimento do motor. Esse estudo mostrou também que a temperatura da câmara de combustão é relativamente insensível à taxa de fluxo do liquido refrigerante, isto se deve ao fato do aparecimento da ebulição nucleada, que é o

processo de formação de bolhas ocorrendo sob certas condições como em alta temperatura do sistema, criando micro cavidades adjacentes à parede do cilindro, ou seja, retirando material da parede. Isso ocorre quando a transferência de calor se eleva acima da temperatura de saturação, enquanto o volume do líquido é sub-resfriado não removendo o calor nas áreas de baixo fluxo de calor. As conclusões desse estudo sobre o controle da temperatura de água do motor mostraram que o consumo de combustível diminuiu entre 3% e 10%, a redução da ebulição nucleada e apresentou maior durabilidade das partes mecânicas e do sistema de refrigeração. E, finalmente, foi efetuada uma simulação sob condição de carga no motor, para avaliar a possibilidade da utilização do radiador com a bomba de água elétrica. As principais conclusões desta pesquisa são resumidas como segue:

1. Comparado com a bomba de refrigeração mecânica, o consumo de energia pode ser reduzido em mais de 87% durante o ciclo de condução com a bomba elétrica. O benefício é o resultado tanto da capacidade de controlar a rotação da bomba elétrica quanto do aumento na eficiência térmica.

2. A histerese da válvula termostática foi modificada para ter plena vantagem na operação com a bomba elétrica.

3. O sistema de refrigeração com a bomba elétrica permite a redução do tamanho do radiador em mais de 27% do tamanho original. O benefício decorre da capacidade de aumentar a rotação da bomba de água elétrica para um valor máximo aumentando, assim, o fluxo de água independentemente da rotação do motor diesel.

Krause e Spies (1996) implementaram um atuador de quatro posições no circuito de refrigeração e usaram um sistema computadorizado e um algoritmo controle para ajustar sua posição. O atuador, que substituiu o termostato convencional, permitiu ao motor trabalhar com líquido refrigerante à temperatura elevada. Uma descoberta feita com este projeto foi a capacidade do sistema para compensar rapidamente as condições transientes mesmo quando operando em elevadas temperaturas. Se o veículo estava operando em carga parcial, em elevadas temperaturas e de repente passou a plena carga, o sistema pode variar rapidamente o fluxo do líquido de arrefecimento do radiador a uma taxa de modo não superaquecer o motor. A economia

de combustível, entre 1 a 3%, foi atingida quando operando em temperaturas de refrigeração mais elevadas. O atuador também contribuiu para um redução nos tempos de aquecimento, em quase 50%, mantendo o baixo fluxo de água circulando durante o periodo de *warm-up* do motor.

Ribeiro*, et al* (2007) considera que a bomba de água elétrica tende a revolucionar o sistema de refrigeração dos motores a combustão interna, permitindo o controle do sistema de arrefecimento que é na maior parte o responsável pela durabilidade do motor, na emissão de poluentes, no consumo de combustível e no desempenho do motor. Em determinadas situações de operação ocorrerá redução da energia consumida pela bomba elétrica, já que não é necessário o bombeamento do líquido de arrefecimento ou há redução do fluxo de líquido necessário para a resfriamento. A utilização da bomba de água elétrica em motores promove um excelente desempenho para motor, não importa qual combustível é utilizado, pois é fácil de ajustar a temperatura de trabalho do motor para cada tipo de combustível. A liberdade de posicionamento e *lay out* é outra grande vantagem em usar a bomba de água elétrica, pois não precisa estar acoplada ao bloco do motor, ao contrário do acionamento das bombas mecânicas em que é necessário que haja um acoplamento mecânico por correias e polias ligadas ao eixo do motor diesel. Espera-se uma redução no tamanho do radiador e, assim, a otimização do sistema de arrefecimento. Além dos benefícios já mencionados, o usuário será beneficiado com a redução do tempo de aquecimento do motor. As bombas de água elétrica podem ser usadas como bombas auxiliares ou como bombas principais dos sistemas de refrigeração. Portanto, os novos desenvolvimentos do motor vão surgir com a adoção de bomba d'água elétrica para fazer a troca térmica entre os componentes do motor. Essa aplicação tende a aumentar com as tendências de uso dos sistemas elétricos de maior tensão de alimentação e de ocorrer uma padronização no modelo da bomba água elétrica, dado que é uma bomba de controle padronizado, onde a interface com o motor não é tão crítica. Isso levará a uma redução nos custos, causada pelo aumento no volume de produção.

Em Eberth J. F. *et al* (2004) é descrita a utilização de um modelo matemático para prever o comportamento do sistema térmico de um motor diesel e a gestão de vários outros componentes do sistema. O modelo é simulado no ambiente AMESim (AMESim® é uma marca registrada da Imagine SA) aplicado para descrever o funcionamento do motor e seus sistemas como: válvula

termostática, a bomba de água, o conjunto do ventilador e radiador do sistema de arrefecimento sob diferentes condições de funcionamento do motor. Com base na configuração de fábrica (ou seja, da linha de montagem) e através de um modelo experimental, a simulação numérica pôde ser utilizada para determinar os requisitos para o sistema de refrigeração e seus componentes.

Apesar da complicada geometria do motor, das suas características térmicas e das variações de carga, o uso do AMESim na avaliação deste projeto de engenharia térmica foi de grande ajuda. Além disso, o ambiente de simulação ainda pôde ser amplamente explorado no refinamento da técnica de controle térmico, que é atualmente uma arquitetura clássica na utilização de controladores PID (Proporcional, Integral e Derivativo). A válvula termostática, a bomba de água elétrica com fluxo variável, e o ventilador do radiador elétrico proporcionaram os melhores desempenhos em termos de consumo de energia, tempo de aquecimento do motor e controle de temperatura do líquido refrigerante. A inserção de um sensor de temperatura da parede do cilindro ao invés do sensor de temperatura na saída do líquido de arrefecimento propiciou ao algoritmo de controle uma rápida resposta. Especificamente, a temperatura da parede do cilindro pode fornecer mais informações sobre o processo de combustão e minimizar o atraso na resposta do controlador e a melhor otimização no controle da temperatura de água do motor. No entanto, colocar um sensor de temperatura na parede do cilindro para medir a temperatura do liquido de arrefecimento ao redor da parede pode não ser economicamente viável.

Nesse projeto, investigações complementares foram realizadas em várias rotações e cargas para validar por completo o modelo matemático e demonstrar a funcionalidade e a alternativa de se colocar um sensor de temperatura para medir a temperatura na parede do cilindro.

2.2.1 Contextualização

Este trabalho segue a linha de Chad Lehner, *et al*, (2001), buscando um projeto de controle mecatrônico de temperatura do sistema de arrefecimento, para manter a temperatura da parede externa do cilindro entre 132°C e 177°C com o objetivo de reduzir emissões e consumo de combustível. Os estudos apontam que isso representa manter a temperatura de saída do liquido de arrefecimento na faixa de 80°C a 90°C, que atende as exigências da aplicação (eficiência, balanço térmico e dos níveis de emissões). As características desta proposta bem como o desenvolvimento do projeto do sistema de controle estão cobertas nos capítulos subseqüentes.

3 MATERIAIS E MÉTODOS

Neste capítulo serão apresentadas informações referentes aos equipamentos utilizados, como motor de referência, os principais componentes do sistema de arrefecimento, bancada de emissões, dinamômetro, além de informações sobre os procedimentos de teste, parâmetros de combustão e condições de contorno utilizadas durante os ensaios. Também será abordado o funcionamento básico do software GT-COOL, utilizado neste trabalho, para a simulação do motor.

3.1 Sistemas do motor de referência que será utilizado no trabalho

O motor utilizado nos ensaios e como base de estudo é um motor Diesel MaxxForce EURO V, com 6 cilindros em linha, capacidade cúbica de 7200 cc, taxa de compressão de 16,9:1, cabeçote de cilindros com 4 válvulas por cilindro, sistema de injeção eletrônico Bosch com capacidade máxima de injeção de 1800 bar, 330CV @ 2200rpm de potência, 133 kgf.m de torque dados apresentado na Tabela 1 e o motor de referência utilizado nos ensaios na Figura 9.

Tabela 1 – Dados técnicos do motor Diesel de referência

Ficha Técnica do Motor de Referência:	
Modelo do Motor	MAXXFORCE 7.2
Emissões	Euro V "Heavy Duty"/Proconve P7
Configurações	6 cilindros em linha
Válvulas	4
Cilindrada	7,2 litros
Diâmetro x Curso	105 x 137 mm
Sistema de Combustão	Injeção Direta
Sistema de Injeção	Common Rail Eletrônico Bosch
Aspiração	Turbo alimentador com waste gate
Potência	330 cv (243 kW) @ 2.200 rpm
Torque	1.300 Nm (133 kgf.m) @ 1.200 - 1.600 rpm
Pressão de Injeção	1.800 bar
Peso Seco	527 kg
Dimensões	810 x 910 x 1.150 mm
Taxa de Compressão	16,9: 1

(Fonte: MWM International Motores Ltda.)

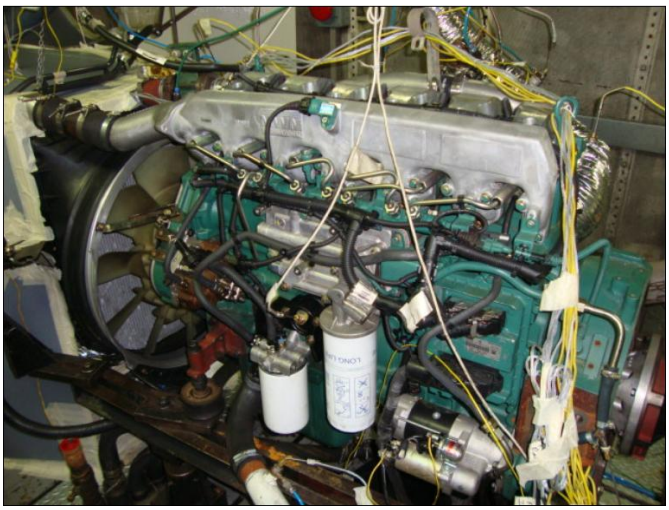


Figura 9 - Motor Diesel de referência usado neste trabalho

Os motores de combustão interna podem ser divididos nos seguintes sistemas:

- Estrutural (bloco, cabeçote, suportes,...);
- Potência (virabrequim, biela, pistões, anéis,...);
- Lubrificação (bomba de óleo, ejetores de óleo,...);
- Gerenciamento de ar (turbo compressor, *intercooler*, válvulas EGR, coletores de admissão e escape,...);
- Arrefecimento (trocadores de calor, bomba d'água, válvula termostática, liquido de arrefecimento, ventilador,...);
- Elétrico (ECM, bateria, sensores, atuadores,...);
- Combustível (bomba de injeção de combustível, bomba alimentadora, bicos injetores, filtros,...);
- Auxiliar (compressor de ar, alternadores, bomba hidráulica,...);
- Distribuição e sincronismo (válvulas de admissão e escape, comando de válvulas, balanceiros, engrenagens,...)

O sistema em foco é do arrefecimento e a proposta desse sistema neste trabalho está ilustrada na Figura 10.

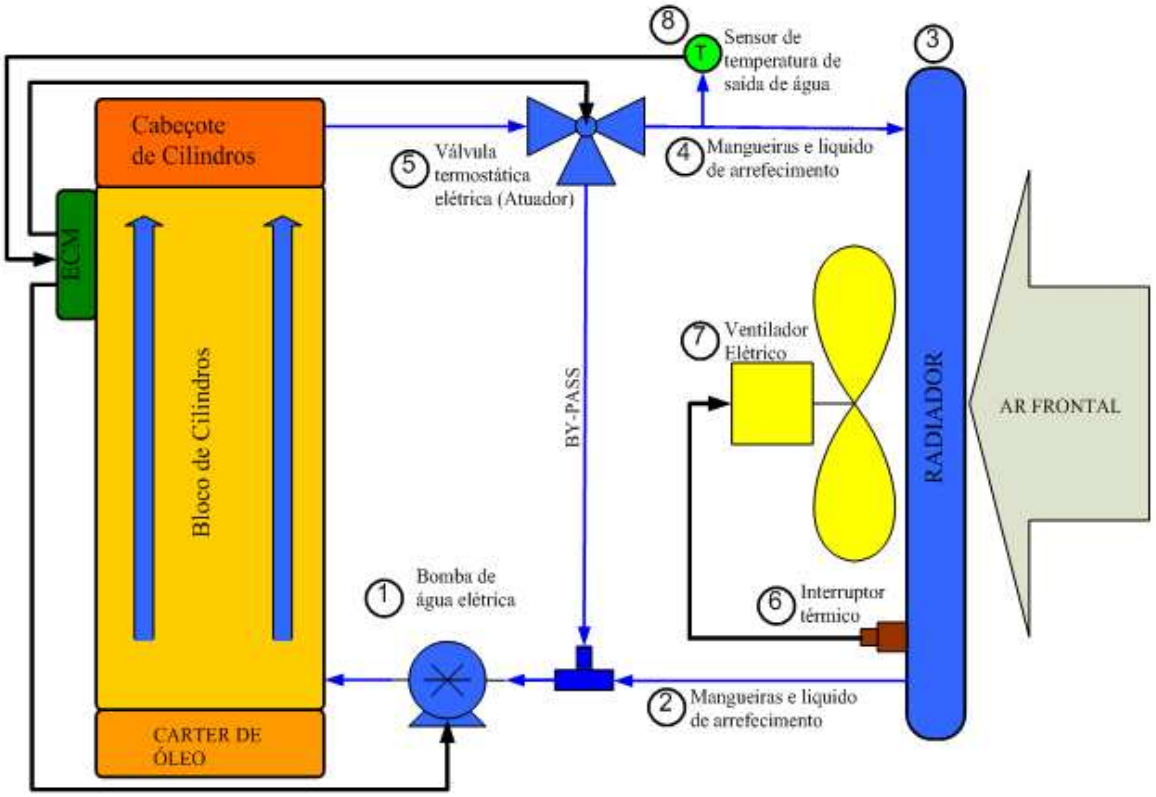


Figura 10 - Sistema de Arrefecimento proposto

Os principais componentes do sistema de arrefecimento são:

1. Bomba d'água;
2. Líquido de Arrefecimento;
3. Radiador;
4. Mangueiras;
5. Válvula termostática;
6. Interruptor térmico;
7. Ventilador;
8. Sensor de temperatura;
9. Módulo de Controle Eletrônico do Motor (ECM).

- Bomba de água: Bombeia o líquido de arrefecimento fazendo circular no sistema, geralmente é acionada pela correia junto com o alternador.

- Líquido de arrefecimento: uma mistura de água e aditivo (*coolant*). Sua função é efetuar a troca de calor, ele ganha calor quando passa pelo motor e perde calor ao passar no radiador, e também aumentar a temperatura de ebulição e reduzir a temperatura de congelamento da água do sistema de refrigeração.

- Radiador : Quando o líquido de arrefecimento passar por ele perde calor, baixando a sua temperatura e consequentemente a do motor.

- Válvula termostática: Bloqueia ou desvia o ciclo do líquido, para não passar pelo radiador enquanto o motor não estiver à temperatura de trabalho. Quando o motor estiver na sua temperatura de trabalho a válvula se abre permitindo a passagem do líquido para o radiador.

- Sistema de passagem de ar forçado (ventilador): Utilizado para forçar a passagem de ar pelo radiador quando o automóvel estiver em baixa velocidade. Composto por uma hélice acoplada a bomba que gira em uma rotação proporcional a do motor, nos motores mais modernos é utilizado um eletro-ventilador (motor elétrico com uma hélice).

- Mangueiras: Fazem as conexões entre os componentes do sistema.

- Sensor de temperatura: Informa a temperatura do líquido de arrefecimento do motor para o módulo de injeção eletrônica e/ou indicadores de temperatura.

- Tanque de Expansão: Contém o bocal de abastecimento do líquido de arrefecimento e permite o controle do nível do sistema, a tampa do tanque de expansão, contém válvulas que permite o controle de pressão do sistema.

- Termo-interruptor: É responsável (nos sistemas que o possuem) pelo acionamento do eletro-ventilador em função da temperatura do líquido de arrefecimento . Existe sistemas de arrefecimento em que a unidade de controle do motor recebe as informações do(s)

sensor(es) de temperatura e controlam diretamente o(s) eletro-ventilador(es) , sem a necessidade do termo-interruptor.

- Válvula termostática: Controla o fluxo do líquido de arrefecimento em função da temperatura.

- ECM: é um módulo eletrônico computadorizado com entradas e saídas analógicas e digitais, múltiplos algoritmos de controle e supervisão.

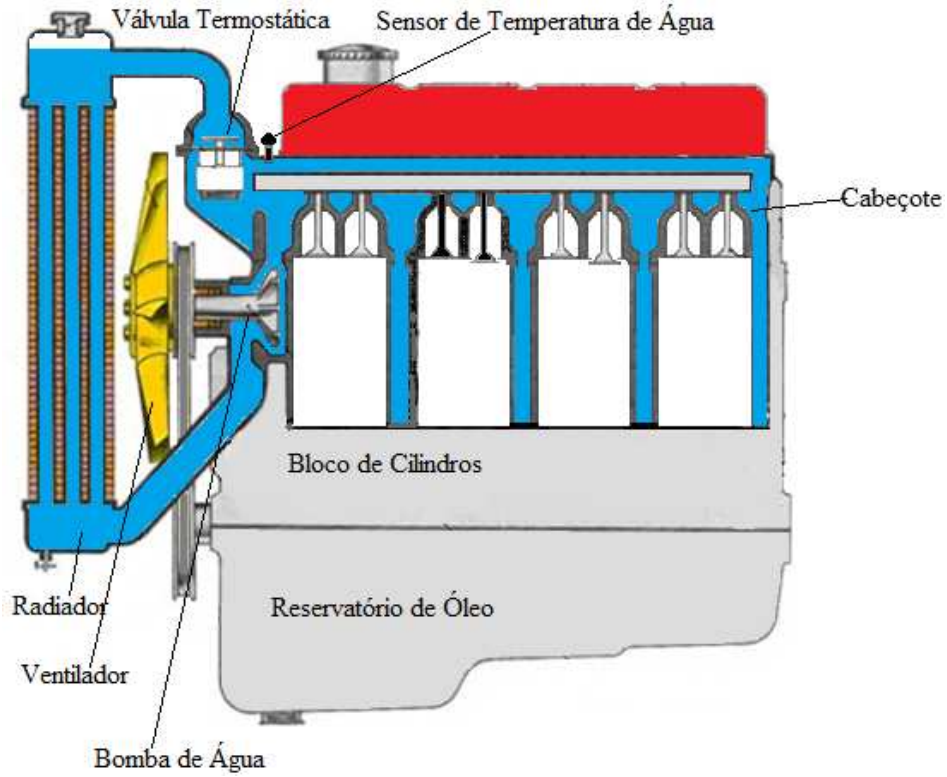


Figura 11 - Sistema convencional de arrefecimento.

A bomba força a circulação do líquido de arrefecimento pelo sistema. Enquanto o líquido de arrefecimento não atinge a sua temperatura normal de funcionamento, a válvula termostática impede seu fluxo para o radiador. Quando a temperatura do líquido de arrefecimento atingir a sua faixa definida como normal, parte do fluxo será direcionada pela válvula termostática e para o radiador. Quando a temperatura se aproximar do limite máximo, todo o fluxo do líquido de arrefecimento será direcionado pela válvula termostática, para o radiador. Quando a temperatura do líquido de arrefecimento aumenta, o seu volume e a pressão também aumentam. As válvulas

localizadas na tampa do reservatório de expansão são responsáveis pelo controle da pressão interna do sistema. O objetivo do sistema de operar sob pressão é aumentar o ponto de ebulição evitando danos ao motor.

3.1.1 Bomba de Água

Nos motores modernos, a bomba de água como ilustrado na figura 11 está montada na parte da frente do bloco e é acionada pela polia do virabrequim por intermédio da correia do ventilador. É a bomba de água que alimenta a camisa de água do motor com água fria, proveniente do depósito inferior do radiador. A água é aquecida pelo motor e circula, então, através do cabeçote e bloco de cilindros, passando pelo termostato, e regressa ao depósito superior do radiador.

O rotor da bomba como apresentado na Figura 12, consiste num disco com palhetas que atira a água de encontro à carcaça da bomba, por ação da força centrífuga, e, devido à forma da carcaça da bomba, a impele para a camisa de água no bloco e cabeçote do motor. Um retentor veda a passagem da água ao longo do eixo do rotor. Quando o termostato reduz a circulação da água através do radiador, a bomba continua trabalhando, fazendo a água circular somente pelo motor através de um tubo de derivação.

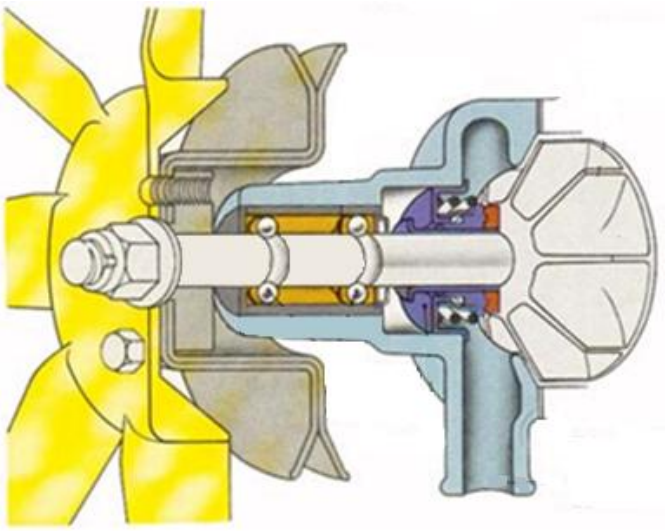


Figura 12 - Bomba de água convencional

3.1.2 Radiador

O radiador ilustrado na Figura 13 é o componente responsável por fazer a troca de calor do fluído refrigerante do motor com o ar que passa por suas aletas. No sistema de arrefecimento do automóvel ele é instalado na dianteira do automóvel e conectado por mangueiras ao motor, nesse sistema fechado circula um líquido (uma mistura de água e aditivo, chamada de *coolant*) que aquece quando passa pelo motor e perde calor quando passa no radiador.

Os núcleos dos radiadores são quase sempre feitos de tubos de alumínio por onde circulam o liquido de arrefecimento. A troca de calor e feita forçando o ar passar pelas aletas que estão soldadas nos tubos de alumínio que permitem a passagem de ar entre eles retirando o calor do líquido, portanto quanto maior a área de contato com o ar mais rápida é a troca e mais eficiente é o radiador. Para uma boa eficiência, o layout do radiador é muito importante, com mínima resistência aerodinâmica no lado de entrada de ar.

Independente das condições de funcionamento e da temperatura ambiente, o radiador deve continuar a fornecer a transferência térmica com eficiência, fazendo a troca do calor do liquido de arrefecimento do motor com o meio externo. Diferentes métodos podem ser aplicados para determinar a capacidade do radiador. A capacidade de resfriamento necessária para um radiador específico pode ser determinada empiricamente, usando-se comparações com unidades de referência do mesmo modelo, ou cálculos baseados em equações de correlação para transferência térmica. A massa do fluxo de ar de arrefecimento é um fator decisivo, pois existe uma relação inversa entre o tamanho do ventilador do radiador e capacidade de troca de calor com o meio, um ventilador mais potente com maior consumo de energia permite um menor radiador, e vice-versa.

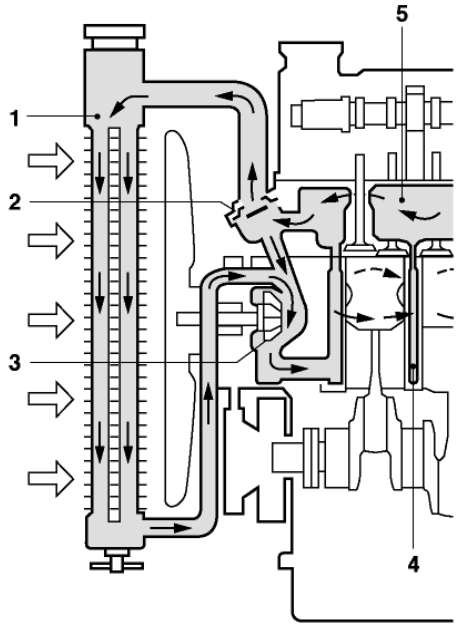


Figura 13 - Sistema de arrefecimento mostrando o circuito de passagem do liquido através:
1- Radiador, 2- Válvula termostática, 3- Bomba de água, 4- Galerias do bloco de cilindros,
5- Galerias do cabeçote de cilindros.

3.1.3 Ventilador

O ventilador é um dispositivo mecânico utilizado para converter energia mecânica de rotação, em circulação forçada de ar. Também conhecido por ventoinha ou eletro ventilador, esse dispositivo apresentado na Figura 14 é responsável pela circulação forçada do ar através das aletas do radiador. Normalmente, quando o veículo está em movimento, a própria ventilação natural provocada pelo deslocamento do veículo seria mais do que suficiente para refrigerar o líquido que passa no radiador, entretanto nem sempre isso é possível, devido à baixa velocidade em que o automóvel pode se encontrar. Nos automóveis, esse ventilador puxa o ar frontal para trás, como se fosse um exaustor. Ele pode ser acionado por correia (pela polia da árvore de manivelas), por um eletroímã, por um motor elétrico ou por meio de dispositivos hidráulicos (ventilador viscoso).

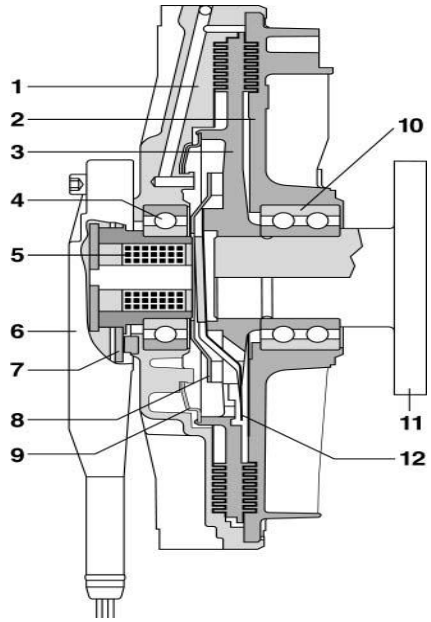


Figura 14 – Ventilador com atuador eletromagnético; 1- Corpo básico, 2 – Capa, 3- Disco primário, 4- Flange eletromagnética, 5- Bobina, 6- Solenóide, 7 - Imã permanente, 8- Embreagem, 9 - Disco intermediário, 10 - Rolamento de acoplamento, 11 - Eixo com Flange, 12- Válvula.

3.1.4 Válvula Termostática ou Termostato

A função da válvula termostática é controlar a temperatura da água do motor, ela impede a passagem da água fria vinda do radiador enquanto o motor está frio para permitir que o motor chegue rapidamente à temperatura ideal, e então a mantém constante. Utilizam-se dois tipos de termostato: o de fole e o de elemento de cera. O primeiro é constituído por uma cápsula em forma de sanfona cilíndrica, de chapa de metal extremamente delgada, contendo um fluído volátil. O termostato de elemento de cera compõe-se de um diafragma de borracha rodeado por cera e com uma haste em forma de lápis apresentado na Figura 15. A cera está contida numa cápsula estanque de latão em contato com a água. Enquanto a cera está fria, a válvula permanece fechada e a água não pode circular entre o radiador e o motor. Quando a cera aquece, derrete-se e

expande-se, empurrando a cápsula para baixo, abrindo, assim, a válvula. As suas temperaturas de abertura e fechamento dependem do tipo de motor e do combustível utilizado. Um motor opera em uma ampla gama de condições climáticas e com grandes flutuações nos fatores de carga do motor.

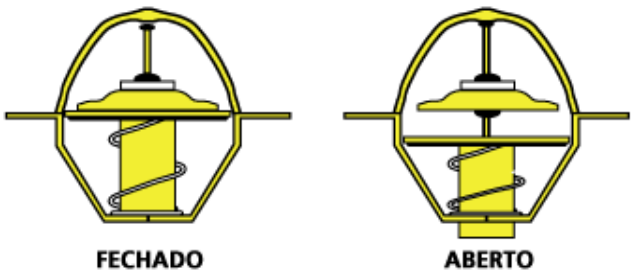


Figura 15 - Válvula termostática

3.1.5 Interruptor térmico

O interruptor térmico é um componente utilizado para ligar e desligar um circuito em função da temperatura. No automóvel, é muito empregado para o acionamento do eletro ventilador do sistema de arrefecimento. O interruptor térmico esta instalado no radiador ou no motor e fica em contato com a parte mais aquecida do sistema de arrefecimento. Como apresentado na Figura 16 o interruptor térmico possui internamente uma lâmina bi metálica uma haste e um disco. A placa bimetálica é uma placa composta de dois tipos de metais diferentes, onde em um lado da placa predomina um tipo de metal e no outro lado um metal diferente do primeiro. Um desses metais é mais sensível ao calor. Esse metal mais sensível é dimensionado para que no caso de ocorrer um aumento de temperatura, esse material curve-se por dilatação, enquanto o outro mantém aproximadamente a sua posição. Como o interruptor está em contato com o líquido de arrefecimento, este absorve calor do líquido através de um disco, que transmite o calor por meio de condução para a haste, que por sua vez, transmite o calor para as lâminas. Ao se atingir 100^{o}C aproximadamente, a lâmina mais sensível irá se deformar e curvar-se a ponto de fechar os contados internos entre os dois terminais do interruptor. O interruptor fecha os contatos

em 100°C; quando a temperatura baixar para 99°C ele deve abrir o contato. Na prática isso não acontece. A lâmina só irá voltar a sua posição original quando a temperatura cair, por exemplo, para em torno de 85°C. Isso ocorre por um fator chamado histerese. Assim, no caso do interruptor térmico, mesmo que a temperatura caia abaixo de 100°C, a lâmina bi metálica ainda continuará acionada até que a temperatura seja inferior a 85°C. Isso para o sistema é totalmente benéfico, caso contrário, o eletro-ventilador ficaria ligando e desligando num intervalo de tempo muito curto.

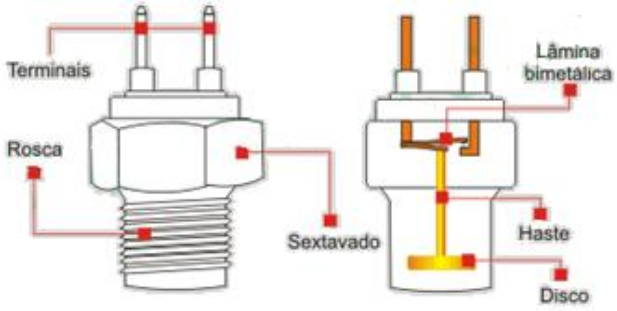


Figura 16 - Diagrama elétrico do interruptor bimetálico

Na Figura 17 abaixo ilustra o comportamento do bimetal em função da temperatura, o tempo de aquecimento depende das condições de carga do motor.

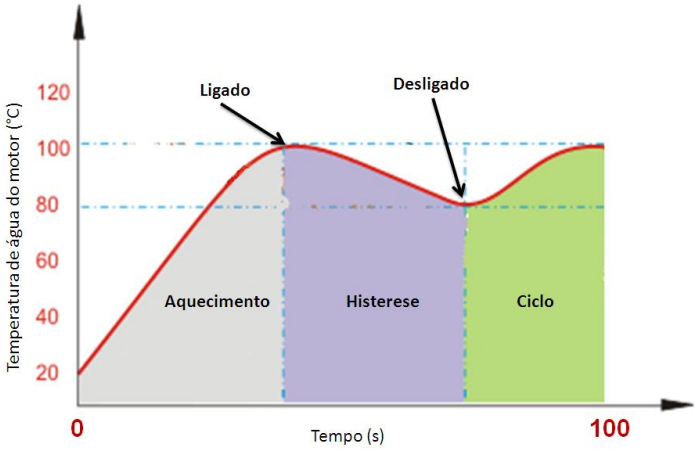


Figura 17 - Ciclo de acionamento do bimetal em função da temperatura

3.1.6 Sensor de Temperatura de Água do Motor

O sensor de temperatura funciona como um resistor de resistência variável, que varia de acordo com a temperatura. O sensor apresentado na Figura 18 é formado por um termistor do tipo NTC (Coeficiente de Temperatura Negativa / *Negative Temperature Coefficient*) que diminui o valor da sua resistência com o aumento da temperatura, portanto, quanto maior a temperatura menor a resistência elétrica do elemento. Esse dispositivo informa a temperatura do líquido de arrefecimento do motor para o módulo de injeção eletrônica (ECM) e/ou indicadores de temperatura (painel de instrumentos do veículo).

Figura 18 - Sensor de temperatura do liquido de arrefecimento do motor.

A Figura 19 ilustra o gráfico da curva característica desse tipo de sensor. Outro fator é a sua constante de tempo τ que caracteriza asua resposta dinamica.

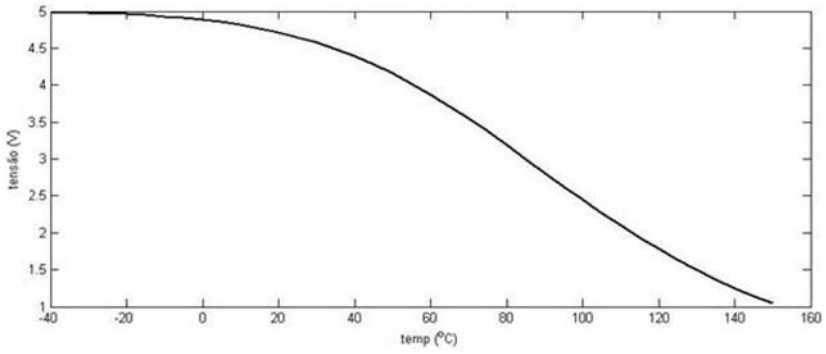


Figura 19 - Gráfico da curva característica do sensor de temperatura de água (Fonte: Continental 2010)

3.1.7 Líquido de Arrefecimento do Motor

O liquido do sistema de arrefecimento retira o calor da câmara de combustão, cabeçote, bloco do motor e de outros elementos do sistema. A princípio, até que o motor atinja sua temperatura normal de trabalho, o fluido circula apenas pelas galerias do motor. Quando a temperatura de trabalho do motor é atingida (85°C a 95°C) o fluido passa a circular por todo o sistema de arrefecimento, passa pelo radiador que em conjunto com o ventilador, resfria o motor. A água, opção de muitos consumidores para o preenchimento do radiador, não tem as mesmas propriedades do aditivo que, por exemplo, ferve sob temperaturas mais elevadas que 100ºC. As impurezas da água, como sulfatos, cloretos e bicarbonatos, tendem a aumentar a taxa de corrosão no sistema; a corrosão, por exemplo, pode furar ou entupir o radiador. A água ainda tem outras impurezas, como carbonatos de cálcio e magnésio, que reduzem a troca térmica porque formam incrustações, geralmente em pontos quentes e favorecem o entupimento do radiador, o que pode levar ao superaquecimento do motor e travá-lo, o popular "fundir" o motor.

Os aditivos utilizados são os produtos à base de monoetilenoglicol. O líquido de arrefecimento do motor é esse aditivo, usado na concentração de 50%, misturado com água. O aditivo aumenta o ponto de ebulição da água, que sob pressão passa a ferver a mais ou menos 128ºC. No outro extremo, diminui o ponto de congelamento da água. Quando a água congela, aumenta de volume, aproximadamente 9%. Por exemplo, se a água congelar no radiador ou nas mangueiras, pode danificar o sistema. O aditivo também evita a precipitação dos sais presentes na água, que podem formar depósitos e dificultar a passagem do fluido no sistema de arrefecimento, prejudicando a troca de calor; evita a cavitação, fenômeno causado pelas diferenças de pressões e temperaturas na qual o sistema de arrefecimento trabalha, formando bolhas de vapor que se choca com as paredes do bloco do motor arrancando material e provocando furos, serve, ainda, para lubrificar componentes do sistema, como a bomba de água e válvula termostática.

3.1.8 Módulo Eletrônico do Motor (ECM)

A ECM, módulo eletrônico computadorizado de supervisão e controle do motor, configura o estado da arte em conceitos de controle em malha aberta e fechada que são essenciais para atender a demanda das funções para o correto funcionamento do motor eletrônico de combustão interna, a segurança, a compatibilidade ambiental (emissões), desempenho, e conforto. Esse módulo eletrônico esta associado a uma vasta gama de subsistemas automotivos instalados nos veículos modernos. Os sensores do motor são monitorados pelo módulo de controle eletrônico (ECM), e este módulo também converte os sinais necessários para ajustar os elementos finais de controle e atuadores do motor. Como apresentado na Figura 20 os sinais de entrada e saída podem ser: analógicos (por exemplo, características de tensão no sensor de temperatura e de pressão), digital (por exemplo, posição da chave de ignição) ou em forma de pulso (conteúdo de informação, ou seja, como uma função do tempo, por exemplo, sinal de rotação do motor e velocidade do veículo), saída de sinais PWM para controle de diversos dispositivos e atuadores.

.

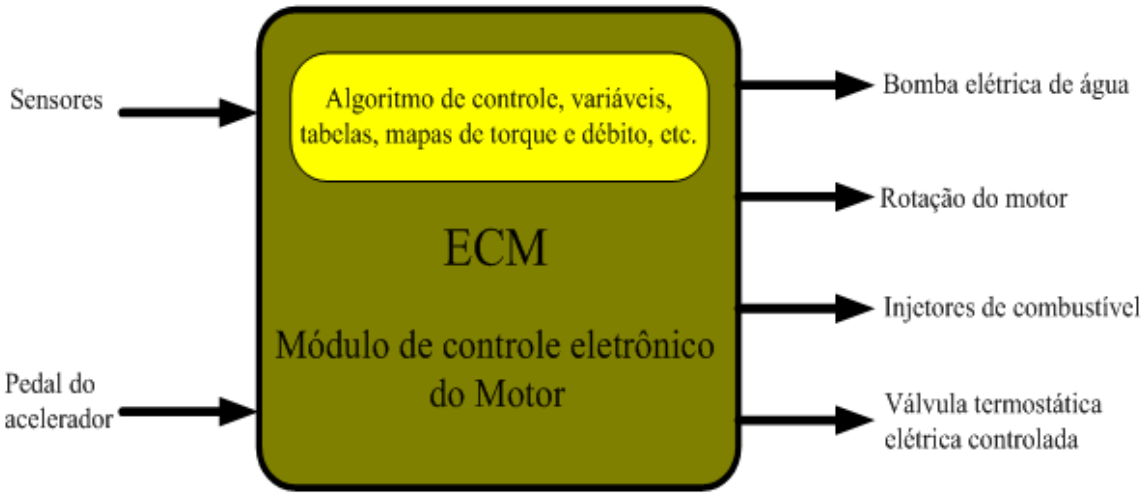


Figura 20 - Ilustração funcional do módulo controle eletrônico do motor (ECM)

3.2 Componentes do modelo proposto

Neste capítulo serão abordados os itens necessários para a criação dos modelos para obtenção dos resultados desse trabalho.

3.2.1 Bomba elétrica de água

A unidade bomba elétrica de água apresentada na Figura 21 é composta de um motor elétrico e uma bomba de água conectadas ao mesmo eixo e a um dispositivo de controle de rotação. A variação de rotação é determinada pelo controlador de temperatura de água do motor que envia um sinal elétrico do tipo PWM (modulação por largura de pulso) para o dispositivo de controle de rotação da bomba. A variação do percentual PWM está diretamente ligada com a variação de velocidade do motor da bomba elétrica. Desta forma, podemos ter desde o motor parado 0% de PWM ou até a rotação máxima 100% de PWM, proporcionando desde pequenas vazões de água até a maxima vazão. A principal característica da bomba elétrica de água é ter o controle de rotação independente da rotação do motor a combustão e forçar o fluxo de água percorrer todo o sistema de arrefeciemento retirando o calor gerado pelo atrito das partes móveis e combustão do motor. A Figura 21 apresenta a bomba elétrica de água com motor *brushless* (motor elétrico sem escovas). Ribeiro, Eduardo *et al* (2007).

Figura 21- Bomba elétrica de água com controlador eletrônico de rotação.

3.2.2 Válvula termostática controlada eletronicamente

A temperatura do líquido de arrefecimento e com ela a do motor deve ser regulada para que possam permanecer constantes dentro de uma faixa estreita de trabalho. Uma maneira eficiente para compensar as diferentes condições de trabalho é de se instalar uma válvula termostática controlada eletronicamente, e incorporando um elemento de controle que irá regular a temperatura independente das variações de pressão no sistema de arrefecimento. Uma válvula termostática controlada eletronicamente difere dos termostatos convencionais.

O controlador envia um sinal elétrico do tipo PWM (modulação por largura de pulso) para uma válvula solenóide. A Figura 22 ilustra o funcionamento da válvula solenóide, que faz abrir e fechar o mecanismo interno que controla a membrana ou diafragma da válvula termostática e assim controlando a vazão do liquido de arrefecimento que passa pelo radiador. Este método proporciona ao motor uma ampla gama de trabalho para as diferentes condições climáticas e com grandes flutuações nos fatores de carga do motor e ajuda a reduzir as emissões ao mesmo tempo reduzindo o desgaste do motor.

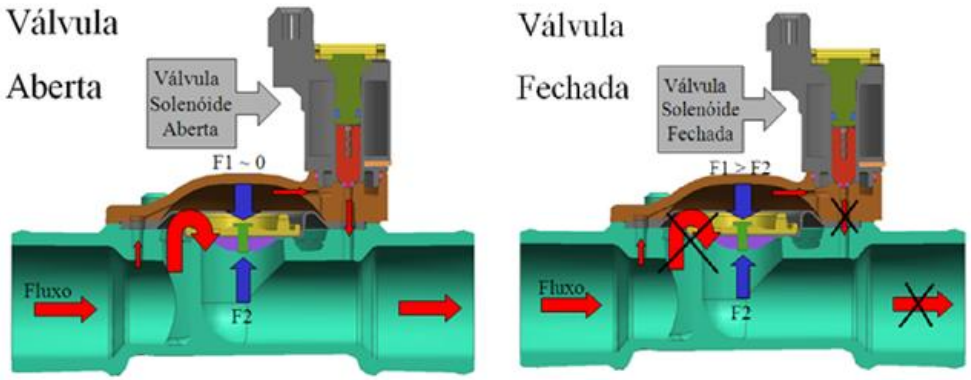


Figura 22 - Válvula termostática eletrônica com mecanismo de controle do fluxo aberto e fluxo fechado. (Fonte: Melling 2008)

A Figura 23 ilustra o gráfico a diferença no controle de temperatura do motor, efetuado por uma válvula termostática convencional e por uma válvula termostática com controle eletrônico

do fluxo de água. Podemos observar que a resposta para a válvula termostática controlada eletronicamente apresentou variações +/- 3,5° C, próximo ao valor de *setpoint* de temperatura (82°C), enquanto que o uso da válvula convencional levou a uma variação maior durante o teste.

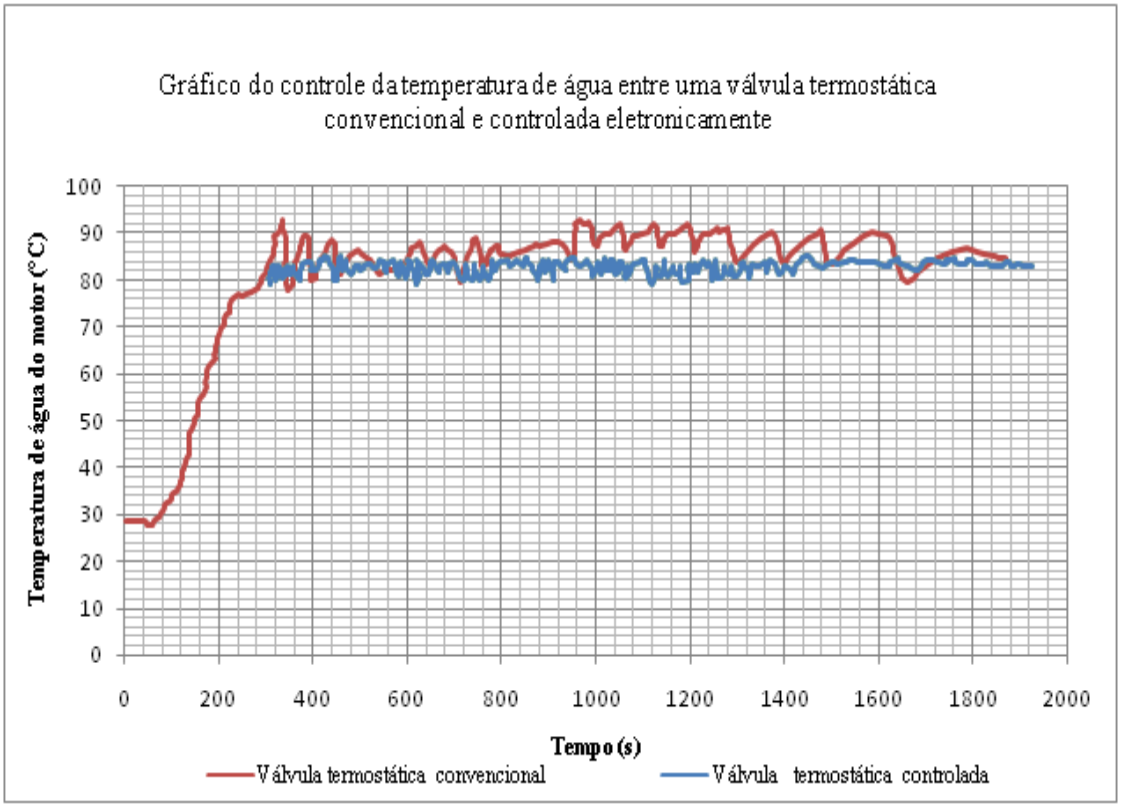


Figura 23 - Gráfico comparativo entre controle de temperatura do motor através de uma válvula termostática convencional e controlada eletronicamente. (Fonte: Melling 2008)

3.3 Descrição experimental

Nesta seção, serão apresentadas a descrição experimental e as informações referentes aos equipamentos utilizados como: bancada de emissões, motor, bancada dinamômetrica, além de informações sobre os procedimentos de teste, parâmetros de combustão e condições de contorno utilizadas durante os ensaios e testes.

3.3.1 Bancada de emissões e bancada de dinamômetro.

Os ensaios foram realizados no Centro Tecnológico da MWM International Indústria de Motores Ltda. situado à Avenida das Nações Unidas, 22.002, em Santo Amaro em banco de teste equipado com dinamômetro elétrico de corrente de *Foucault*, modelo Schenck W400. As análises dos gases de escape foram realizadas utilizando-se uma bancada de emissões Horiba modelo MEXA 7200. As medições de consumo de combustível foram efetuadas utilizando balanças gravimétricas AVL modelo 733S, com erro de medição de +/- 1%. As medições de temperatura foram feitas utilizando termopares do tipo K com erro de medição de aproximadamente 0,75ºC e transdutores de pressão VIATRAN para medição de pressões com erro de medição de 0,002 bar.

A Figura 24 apresenta a fotografia do sistema de análise de gases utilizado durante os ensaios.

Figura 24 – Bancada de emissões Horiba MEXA7200 utilizada nas medições de CO, CO_2, HC, NOx e O_2 nos ensaios realizados.

3.3.2 Metodologia

O ensaio em dinamômetro é ainda o método mais utilizado para avaliação e determinação dos componentes do motor diesel e neste caso o ensaio do sistema de arrefecimento, pois a partir dos resultados destes ensaios determina-se qual a melhor configuração dos componentes do sistema. Para isso há a necessidade de diversos testes e avaliações. Essa metodologia é

comumente utilizada na indústria de motores para determinação e avaliação dos componentes para atender os requisitos do projeto.

Os ensaios realizados em dinamômetros seguem a Norma NBR ISO 1585, onde os parâmetros para iniciar os ensaios são estabelecidos. Estes parâmetros têm a finalidade de estabelecer que independente do lugar onde o motor estiver sendo ensaiado, será levado em conta um fator de correção para que os resultados sempre sejam representativos. Parâmetros como temperatura de admissão, temperatura de bulbo seco e bulbo úmido (caso não haja disponibilidade da medição direta da umidade), pressão atmosférica e temperatura do combustível são controlados. Depois de estabelecidos os parâmetros iniciais descritos anteriormente, já com o motor em funcionamento na condição de potência máxima, outros parâmetros são estabelecidos, como a restrição de admissão, contra pressão de escape, temperatura de água do motor, temperatura na saída do *intercooler* (resfriador ar/ar utilizado para reduzir a temperatura de saída do compressor para o coletor de admissão) e a restrição do *intercooler*, pressões, consumo de combustível.

Os resultados dos testes obtidos nos ensaios realizados em dinamômetro serão usados para alimentar de dados no software que usaremos como ferramenta de simulação do motor Diesel. O software utiliza o mesmo princípio de um ensaio em dinamômetro, isto é, simula a combustão que ocorre no motor com informações que foram inseridas no modelo na sua fase de criação.

3.4 Parâmetros de combustão e condições de contorno utilizado nos ensaios.

O procedimento de ensaio utilizado no motor de referência segue as normas de emissões e de ensaios de motores Diesel. Foi realizada uma curva de desempenho com o intuito de obter os seguintes resultados para serem utilizados como base de referência: potência, torque, consumo específico de combustível, vazão de ar, vazão de combustível, temperaturas de admissão e escape, pressões de admissão e escape em diferentes rotações do motor.

Durante os ensaios, com o objetivo de evitar possíveis variações que pudessem causar diferenças significativas nos resultados das emissões dos gases em estudo e das variações no consumo de combustível, houve a preocupação em controlar alguns parâmetros envolvidos no processo. O ensaio foi realizado na altitude da cidade de São Paulo, isto é, a 750 metros de altitude em relação ao nível do mar.

Abaixo seguem os dados e os seus respectivos valores:

- Restrição de admissão = -60mbar
- Restrição do intercooler = 120mbar
- Restrição de escape (contra pressão de escape) = 100mbar
- Temperatura de admissão = 25°C
- Temperatura após o intercooler = 50°C
- Temperatura da água do motor = 85°C
- Temperatura do combustível = 40°C

O sistema de automação possui uma variação de até +/- 2°C em relação aos parâmetros ajustados, de modo que esta variação não altera profundamente o comportamento do processo de combustão, não causando assim alterações nas emissões para cada modo ensaiado. A temperatura de óleo lubrificante é apenas informativa, pois o banco de teste utilizado não possui sistema de controle para esta grandeza. O erro de medição dos analisadores é de +/- 2% de acordo com as informações fornecidas pelo fabricante.

3.4.1 Ensaio de emissões de gases e consumo de combustível do motor de referência

O ensaio realizado consiste em manter fixas todas as variáveis do motor e aplicar uma variação na temperatura de água do motor. Cada incremento no valor da temperatura da água foi de 10°C, partindo da temperatura água inicial do motor de 50°C e completando o ciclo de teste até a temperatura de 100°C de água do motor, durante o ensaio aplicado faz-se a coleta dos dados

das variáveis para análise. A análise consiste em medir qual o impacto desta variação nos níveis de emissões dos gases medido pelo analisador e consumo de combustível.

3.4.2 Metodologia utilizada no ensaio de emissões e consumo de combustível

Como referência será usado neste ensaio o ciclo estacionário de emissões europeu para motores Diesel, ESC (*European Stationary Cycle*), que foi introduzido no início do ano 2000 com a ”Diretiva de emissões 1999/96 CE” apresentado na Figura 25. Neste ensaio selecionamos aleatoriamente a rotação B, conforme representados pelos modos 8, 4, 3 e 9, que apresentam diferentes valores de torque.

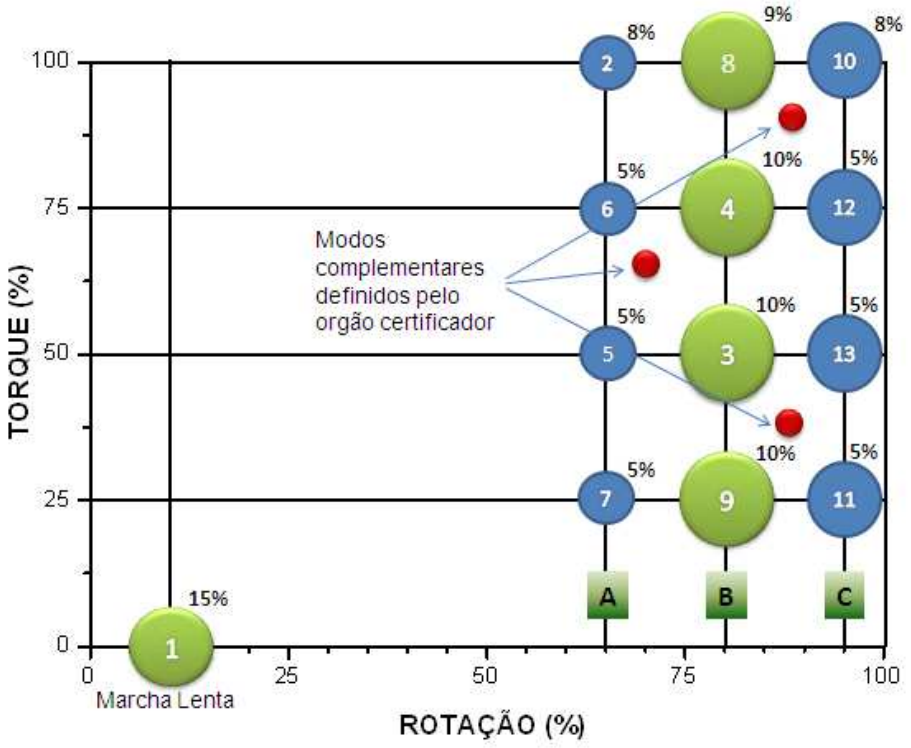


Figura 25 - Ciclo estacionário europeu (ESC) com os 13 modos em função da rotação e torque. (NBR 14489)

A Tabela 2 dos valores seguidos neste ensaio no ciclo ESC, os pontos da rotação B, são de 25% de carga no modo 9, de 50% de carga no modo 3, de 75% de carga no modo 4 e 100% de

carga no modo 8. Ao final do ensaio a análise das variações de emissões e consumo de combustível em função dos diferentes valores de temperatura da água do motor.

Tabela 2 – Valores do ciclo ESC

Tabela do Ciclo Estacionário Europeu (ESC)				
Modo	**Rotação do motor**	**Carga (%)**	**Fator Peso (%)**	**Tempo de duração (mim)**
1	Marcha Lenta	0	15	4
2	A	100	8	2
3	B	50	10	2
4	B	75	10	2
5	A	50	5	2
6	A	75	5	2
7	A	25	5	2
8	B	100	9	2
9	B	25	10	2
10	C	100	8	2
11	C	25	5	2
12	C	75	5	2
13	C	50	5	2

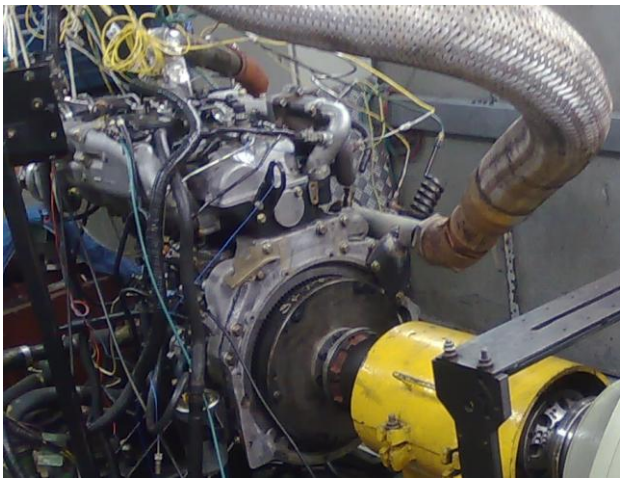


Figura 26 - Motor de referência instalado na bancada dinamométrica

Com o motor de referência instalado na bancada dinamométrica, ilustrado na Figura 26, realizamos o ensaio de emissões 13 pontos. Os resultados deste teste serão usados como padrão nas avaliações.

Conforme apresentado na Figura 27, a rotação máxima (n_{hi}) é aquela onde se atinge 70% da potência líquida máxima declarada do motor acima da rotação de potência; já a rotação mínima (n_{lo}) é obtida com 50% da potência líquida máxima declarada abaixo da rotação de potência.

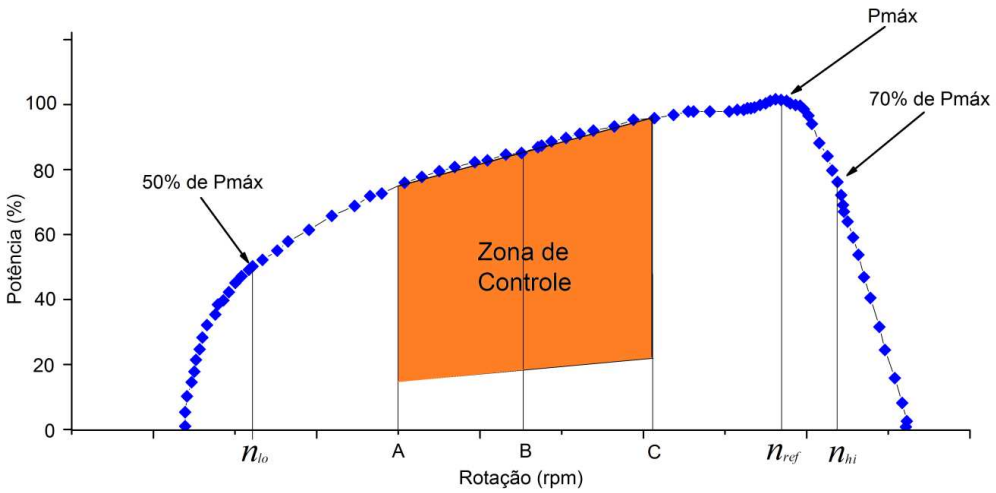


Figura 27 – Gráfico da Potência (%) em função de Rotação (rpm) para cálculo das rotações A, B e C para a realização do ensaio de emissões do ciclo ESC

A rotação B utilizada durante o ensaio e então calculada conforme a equação 4. As equações 3 e 5 são utilizadas para calcular os modos A e C respectivamente.

$$A = n_{lo} + 0{,}25\ (n_{hi} - n_{lo}) \quad (3)$$

$$B = n_{lo} + 0{,}50\ (n_{hi} - n_{lo}) \quad (4)$$

$$C = n_{lo} + 0{,}75\ (n_{hi} - n_{lo}) \quad (5)$$

A faixa de rotação que o motor em estudo normalmente trabalha vai de 800 rpm, na condição de marcha - lenta, até 2550 rpm na condição de máxima rotação governada, ou seja, máxima livre onde, segundo os cálculos temos: A = 1372 rpm, B = 1700 rpm e C = 2032 rpm.

Na Figura 28, para cada modo em estudo, foram fixados valores de temperatura de água do motor e efetuadas leituras da emissão dos gases CO, CO_2, HC, NO_x e O_2, também de desempenho do motor como os valores de torque e potencia assim como o consumo de combustível, valor da fumaça, temperatura de admissão, temperatura de escape, temperatura de óleo lubrificante e combustível e leitura das pressões P1, P21, P22, P3 e P4.

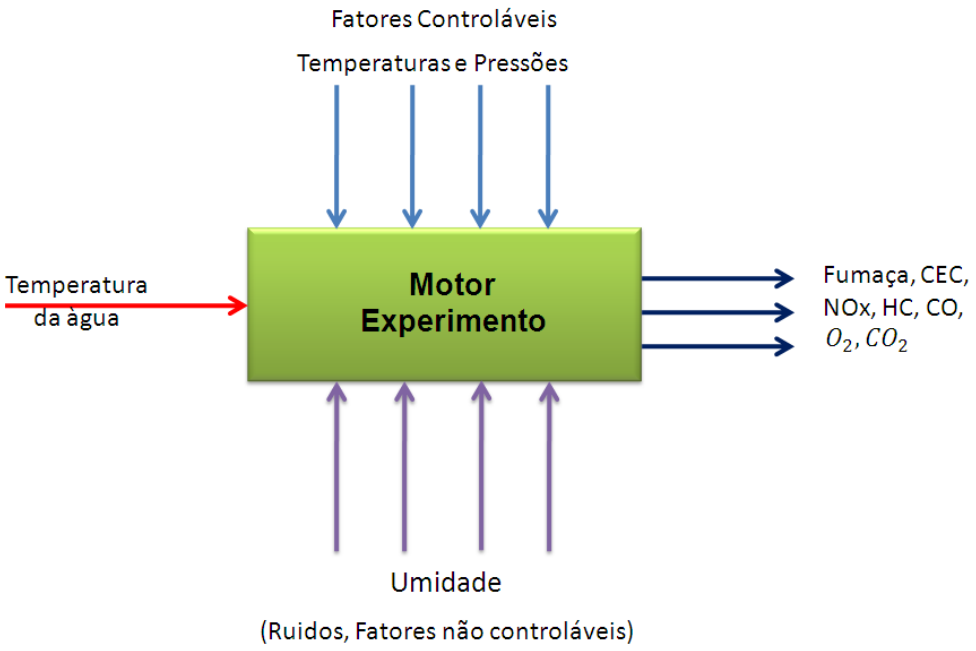


Figura 28 – Esquema do experimento utilizado variando a temperatura de água do motor e observando a saída dos parâmetros de combustão.

Abaixo segue a seqüência do ensaio realizado:

Com a temperatura de água do motor ajustada inicialmente em 50ºC mantendo-a constante e efetuar a leitura completa das variáveis do motor nos modos 8, 4, 3 e 9. Ajustar para 60ºC mantendo-a constante e efetuar a leitura completa das variáveis do motor nos modos 8, 4, 3 e 9. Ajustar a temperatura de água para 70ºC mantendo-a constante e efetuar a leitura completa das variáveis do motor nos modos 8, 4, 3 e 9. Ajustar para 80ºC mantendo-a constante e efetuar a leitura completa das variáveis do motor nos modos 8, 4, 3 e 9. Ajustar a temperatura de água do motor ajustada para 90ºC mantendo-a constante e efetuar a leitura completa das variáveis do motor nos modos 8, 4, 3 e 9. Ajustar a temperatura de água do motor ajustada para 100ºC mantendo-a constante e efetuar a leitura completa das variáveis do motor nos modos 8, 4, 3 e 9.

A Figura 29 apresenta os valores das temperaturas obtidas durante os ensaios para cada modo ensaiado nas rotações do ponto B. Os resultados mostram que a temperatura do diesel apresentou uma variação aceitável de +/- 2%, a temperatura do óleo lubrificante seguiu a variação

da temperatura da água nas devidas proporções e teve seu controle indireto através do radiador de óleo.

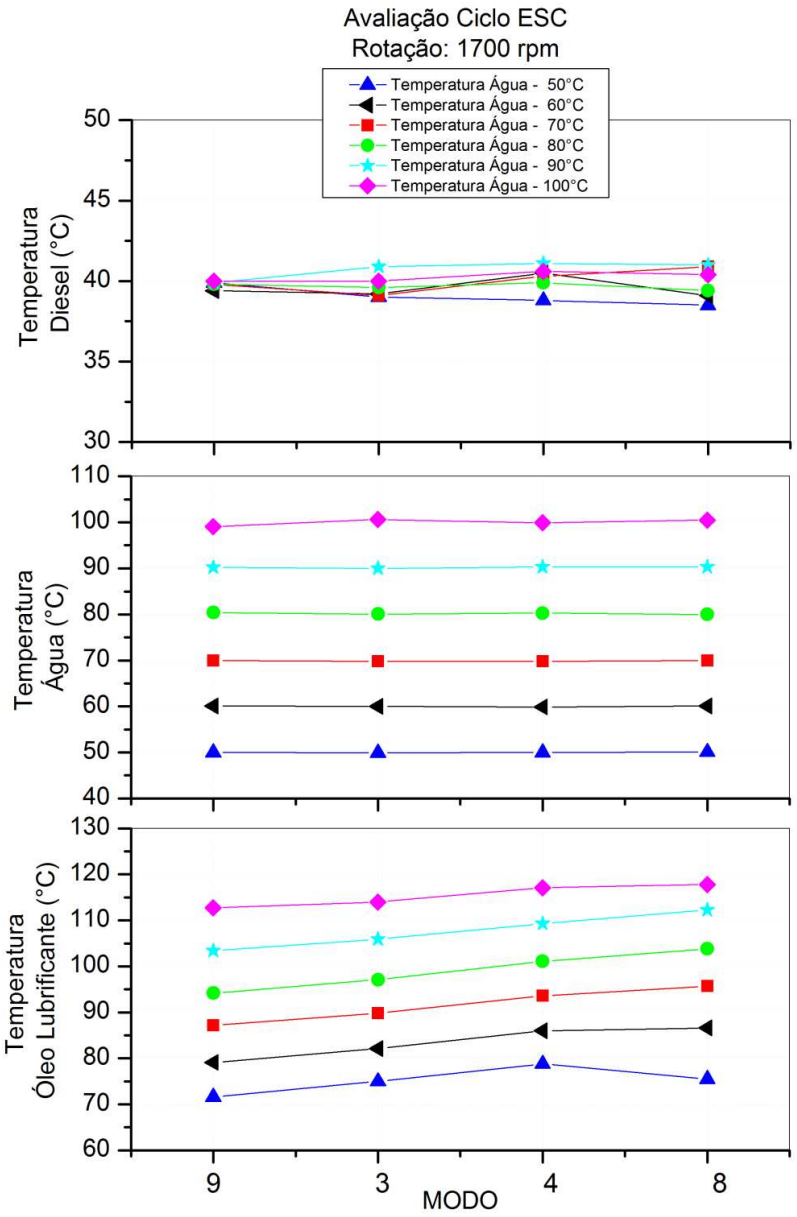


Figura 29 – Gráfico dos valores das temperaturas de Diesel e óleo lubrificante para os diferentes modos avaliados e as diferentes temperaturas de água.

Além das condições de contorno mencionadas anteriormente, outras variáveis de suma importância para o processo de combustão são os parâmetros de combustão, que foram também rigorosamente controlados para assegurar que as alterações obtidas nos resultados de emissões de gases de escape fossem única e exclusivamente conseqüência da utilização dos diferentes valores

de temperatura de água do motor. Dentre os parâmetros de combustão podemos citar os mais importantes, conforme apresentado na Figura 30 são:

- Início da injeção principal de combustível (ºAPMS).
- Quantidade de combustível na injeção principal (mg/stk).
- Início da pré-injeção de combustível (DIF).
- Quantidade de combustível na pré-injeção (mg/stk)
- Pressão de injeção de combustível (bar)

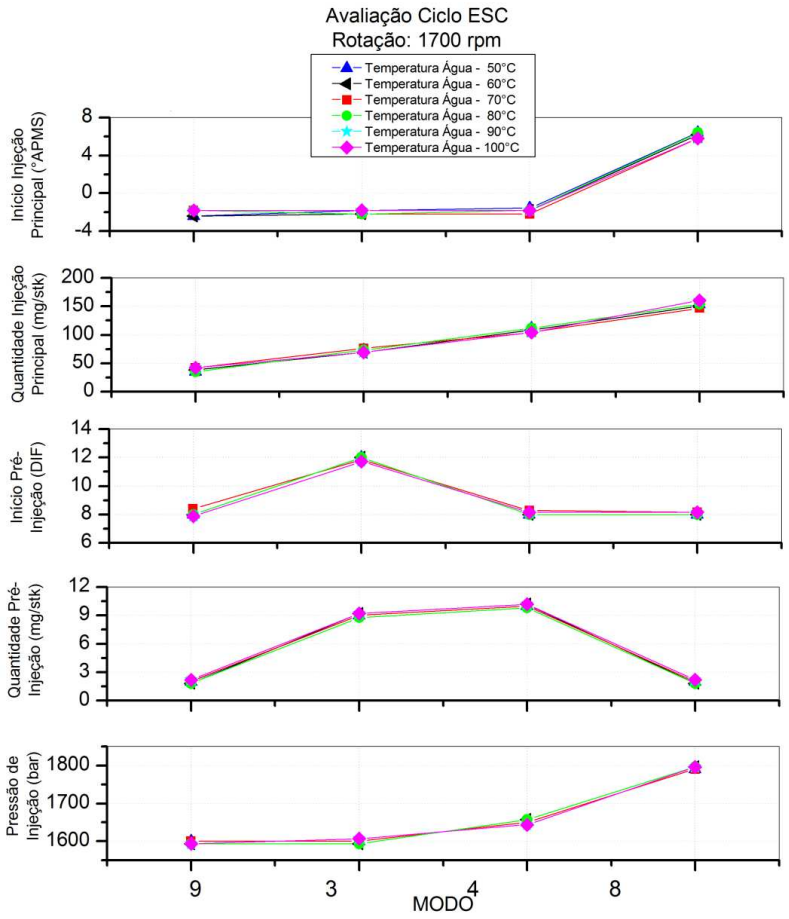


Figura 30 – Gráfico dos Parâmetros de combustão: início da injeção principal de combustível, quantidade de combustível na injeção principal, início da pré-injeção de combustível, quantidade de combustível na pré-injeção e pressão de injeção de combustível

Na Figura 31 apresenta os valores de CO2 e O2 que estão relacionados à temperatura e umidade do ar admitido durante os ensaios e não em função da variação da temperatura da água

propriamente dita. Durante a combustão, quando esta se dá de forma completa, ocorre a oxidação de CO em CO_2 por reações entre o CO e vários oxidantes. Na Figura 31 podemos dizer que entre os diferentes modos com as variações das temperaturas de água houve repetibilidade e foi possível manter a vazão mássica de ar constante durante o teste, uma vez que CO2 e O2 dependem única e exclusivamente das condições ambientais como temperatura e umidade relativa, do que da combustão em si, em função das diferentes temperaturas de água avaliadas.

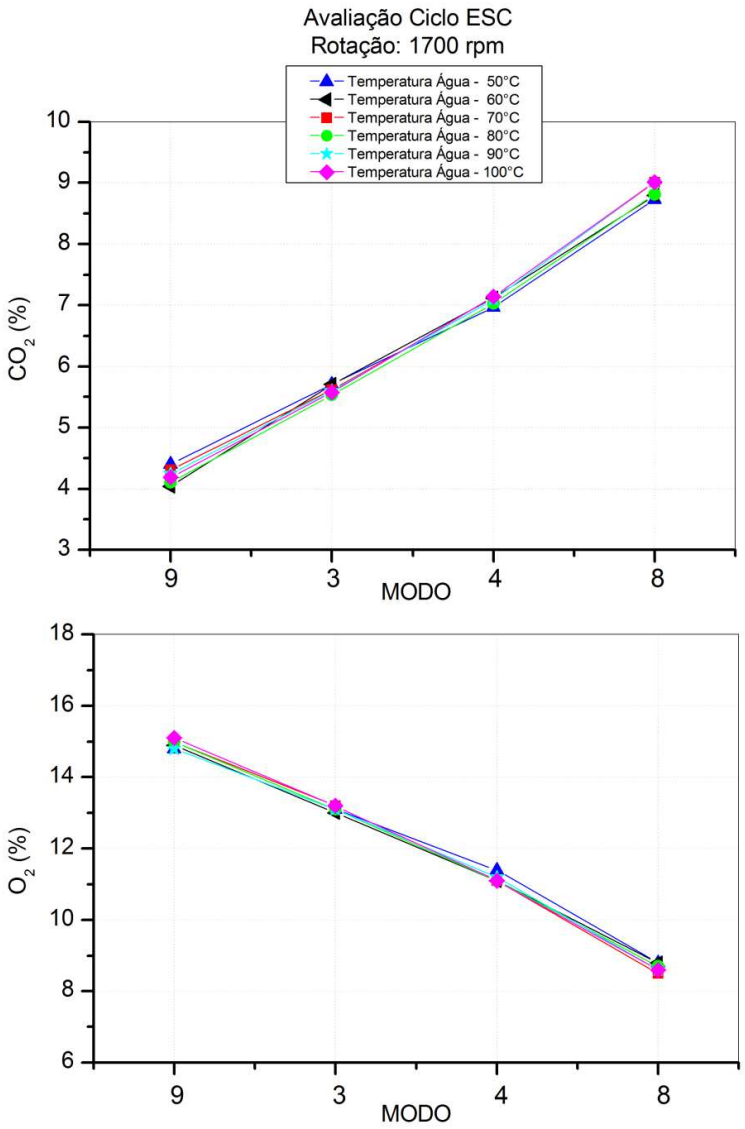


Figura 31 – Gráfico dos valores de CO2 e O2 para cada modo ensaiado.

Conforme mencionado anteriormente, cada modo em estudo possui diferentes valores de torque e potência e, conseqüentemente, o que permite observar que não houve variação, mesmo

aplicando diferentes níveis de temperatura de água no sistema de arrefecimento. A Figura 32 apresenta os diferentes valores de torque e potência para cada modo ensaiado.

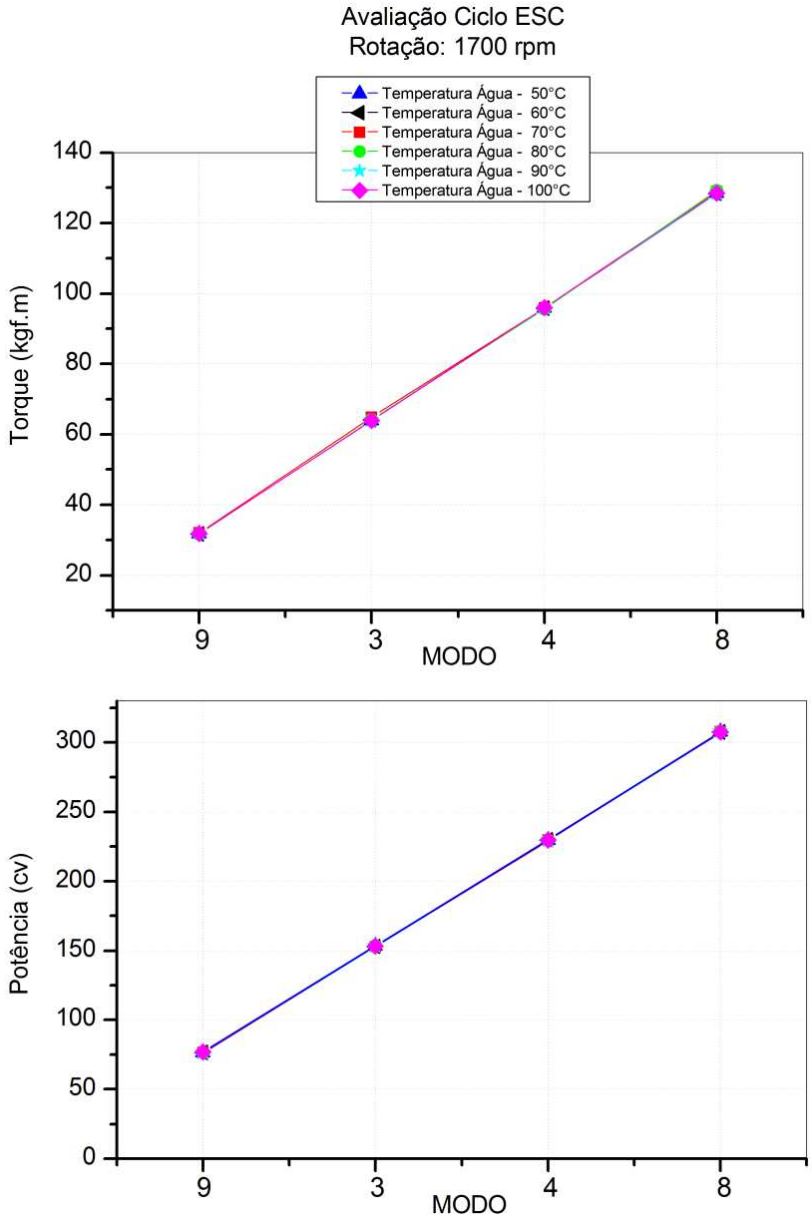
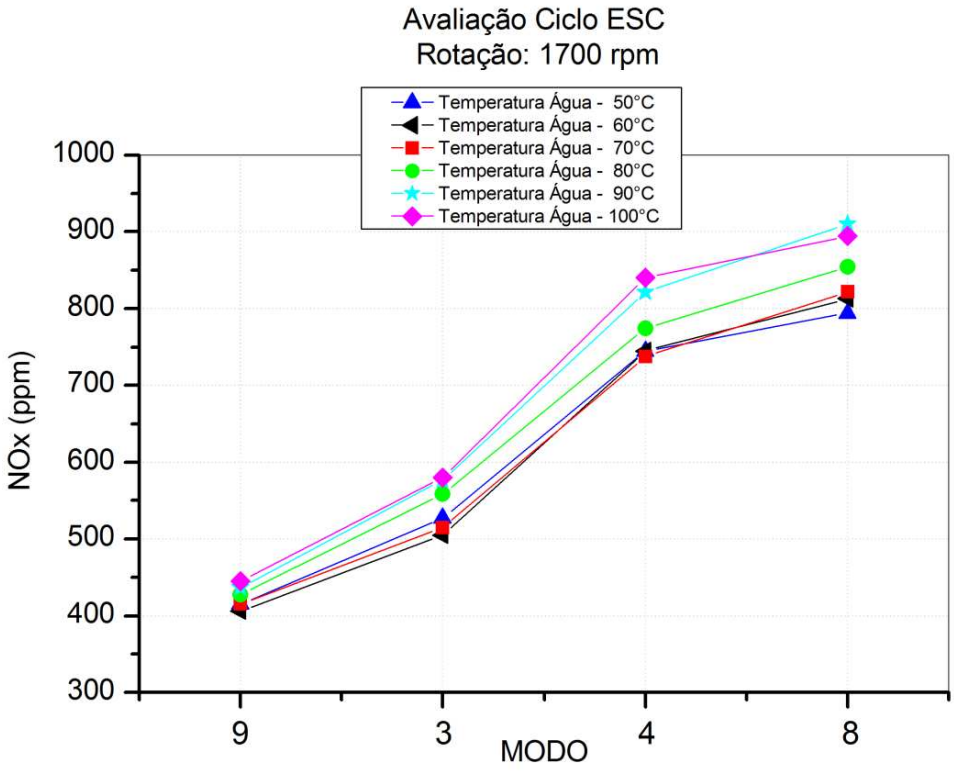


Figura 32 – Gráfico dos valores de torque e potência para cada modo ensaiado.

Como podemos observar, quanto maior a quantidade de combustível queimado, mais calor é gerado e um aumento significativo de temperatura no cilindro. Maiores temperaturas produzem energia suficiente para que ocorram os mecanismos de reações químicas, causando assim maiores formações de NOx como observado nas temperaturas de 80°C, 90°C e 100°C e comportamento

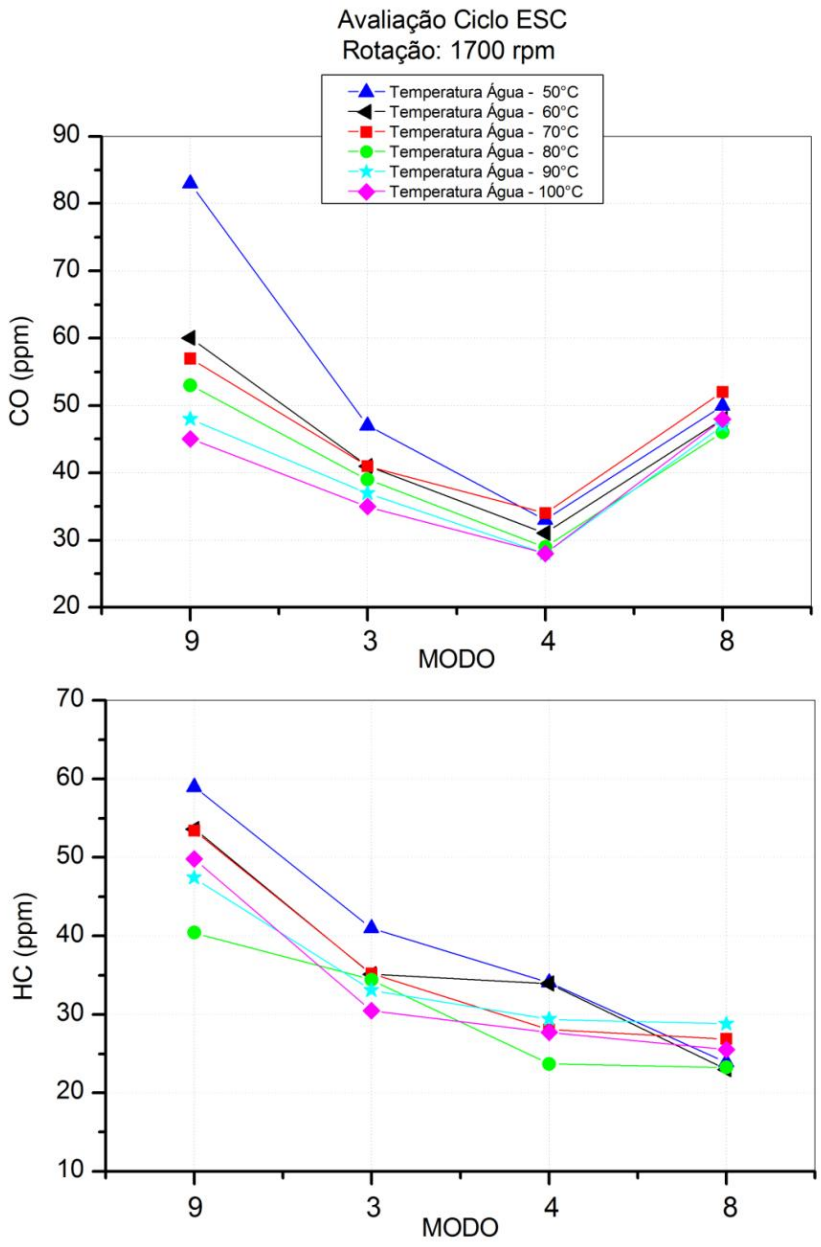
inverso nas temperaturas de 50°C, 60°C e 70°C, ou seja, menores formações de NOx como apresentado na Figura 33.



A Figura 33 - Gráfico dos valores de NOx obtidos durante os ensaios para cada modo ensaiado.

O material particulado (MP) esta diretamente ligada à emissão de CO. Como o NOx teve um aumento com as maiores temperaturas obviamente CO e material particulado (MP) tiveram uma redução.

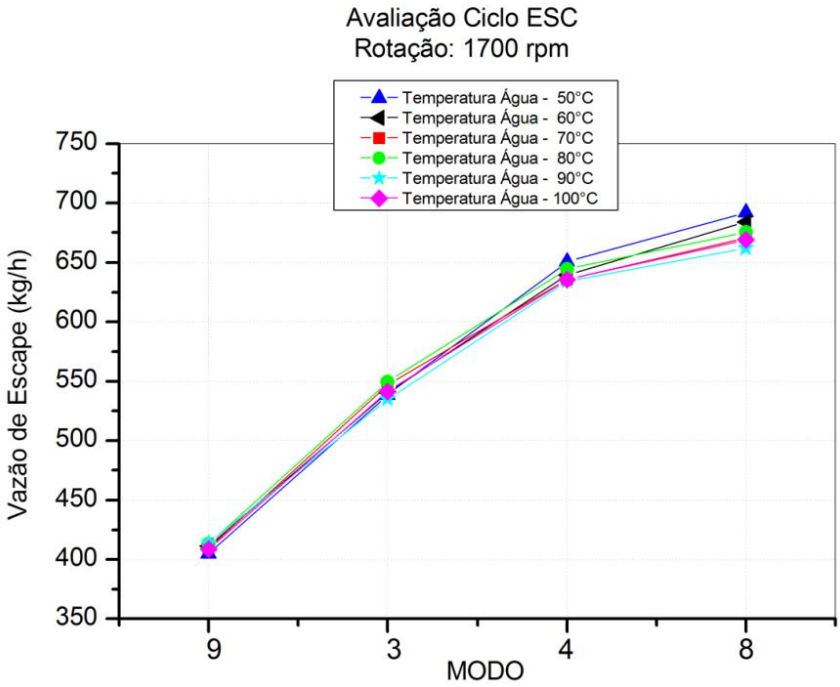
Na análise das emissões de HC que nos motores diesel são compostos basicamente por moléculas de combustível decompostas e óleo lubrificante não podemos dizer que houve uma tendência de aumento ou redução dos hidrocarbonetos em função da temperatura de água apresentadas na Figura 34. As variações dos valores estão dentro da precisão de leitura do analisador (HORIBA).



A Figura 34 - Gráfico dos valores de CO e HC obtidos durante os ensaios para cada modo ensaiado.

Outro parâmetro de igual importância para as análises de eficiência do sistema é a vazão de escape. Sendo que a vazão de escape é a soma da vazão de combustível mais a vazão de ar de admissão, segundo a lei de conservação de massa. Observe na Figura 35, que a variação desta

grandeza para os ensaios realizados com diferentes valores de temperatura de água do sistema de arrefecimento não é superior a 2% para um mesmo modo.



A Figura 35 – Gráfico dos valores da vazão de escape obtidos durante os ensaios para cada modo ensaiado.

Na Figura 36 o consumo específico de combustível, também é calculado em função dos valores de potência e vazão mássica de combustível. O ensaio mostrou diferenças entre os resultados nas diferentes temperaturas de água em cada modo ensaiado. Conforme podemos observar na Figuras 36 os resultados do consumo entre as temperaturas de água 80°C, 90°C e 100°C apresentam um comportamento similar, ou seja, melhor rendimento do motor e melhores valores de consumo.

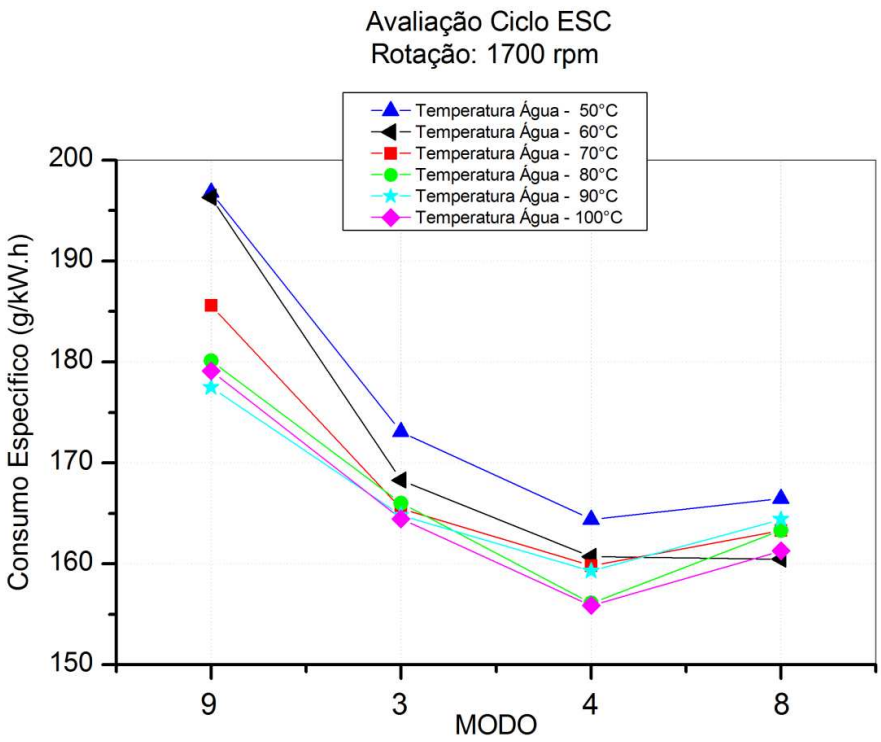


Figura 36 - Gráfico dos valores do consumo específico de combustível

Outros parâmetros que tem influência direta no comportamento do processo de combustão e também foram controlados durante os ensaios para cada modo avaliado são:

- Temperatura e pressão de admissão / entrada do compressor: T1 e P1
- Temperatura e pressão antes do resfriador de ar (*intercooler*): T21 e P21
- Temperatura e pressão no coletor de admissão / pós resfriador de ar: T22 e P22
- Temperatura e pressão no coletor de escape: T3 e P3
- Temperatura e pressão após turbina: T4 e P4

O detalhamento dos pontos de instrumentação de temperaturas e pressões no motor em estudo pode ser visto na Figura 37.

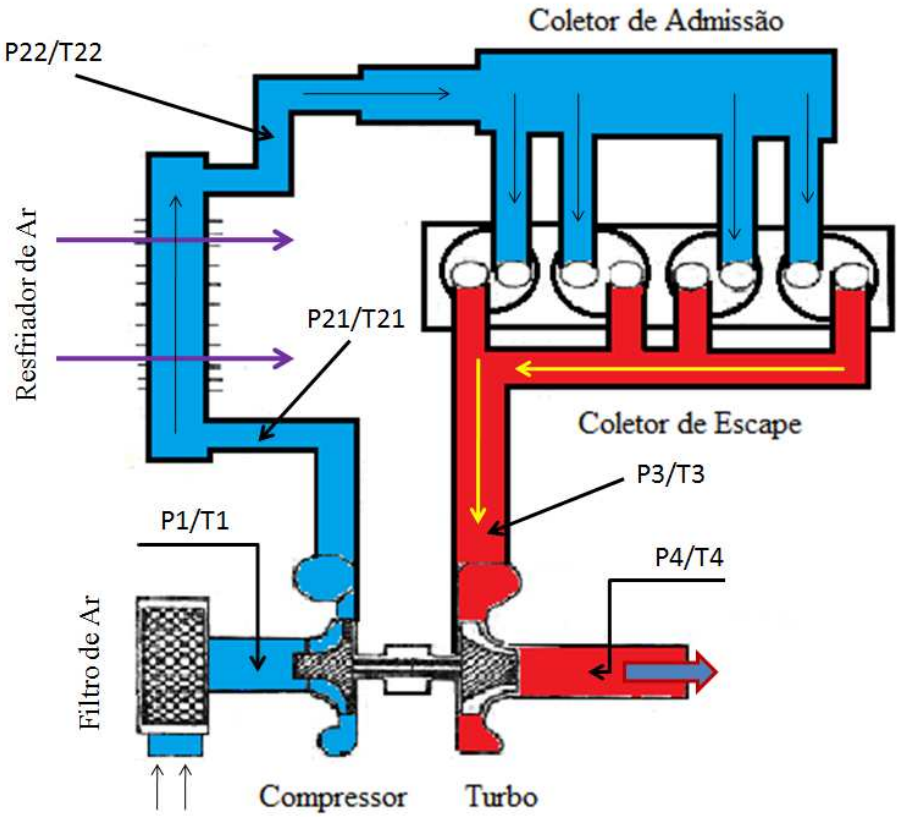


Figura 37 – Esquema dos pontos de instrumentação de temperaturas e pressões no motor utilizado como objeto de estudo

Para as temperaturas apresentadas na Figura 38, apenas a temperatura do coletor de admissão T22 foi controlada via sistema de controle e automação do banco de teste, onde o valor de 34ºC foi ajustado para os testes dos diferentes modos e a variação observada foi de aproximadamente +/- 2ºC, fato que não causa alterações no processo de combustão e conseqüentemente nas emissões gasosas. As demais temperaturas como T1, T21, T3 e T4 apresentam excelente repetibilidade nos testes realizados com diferentes temperaturas de água.

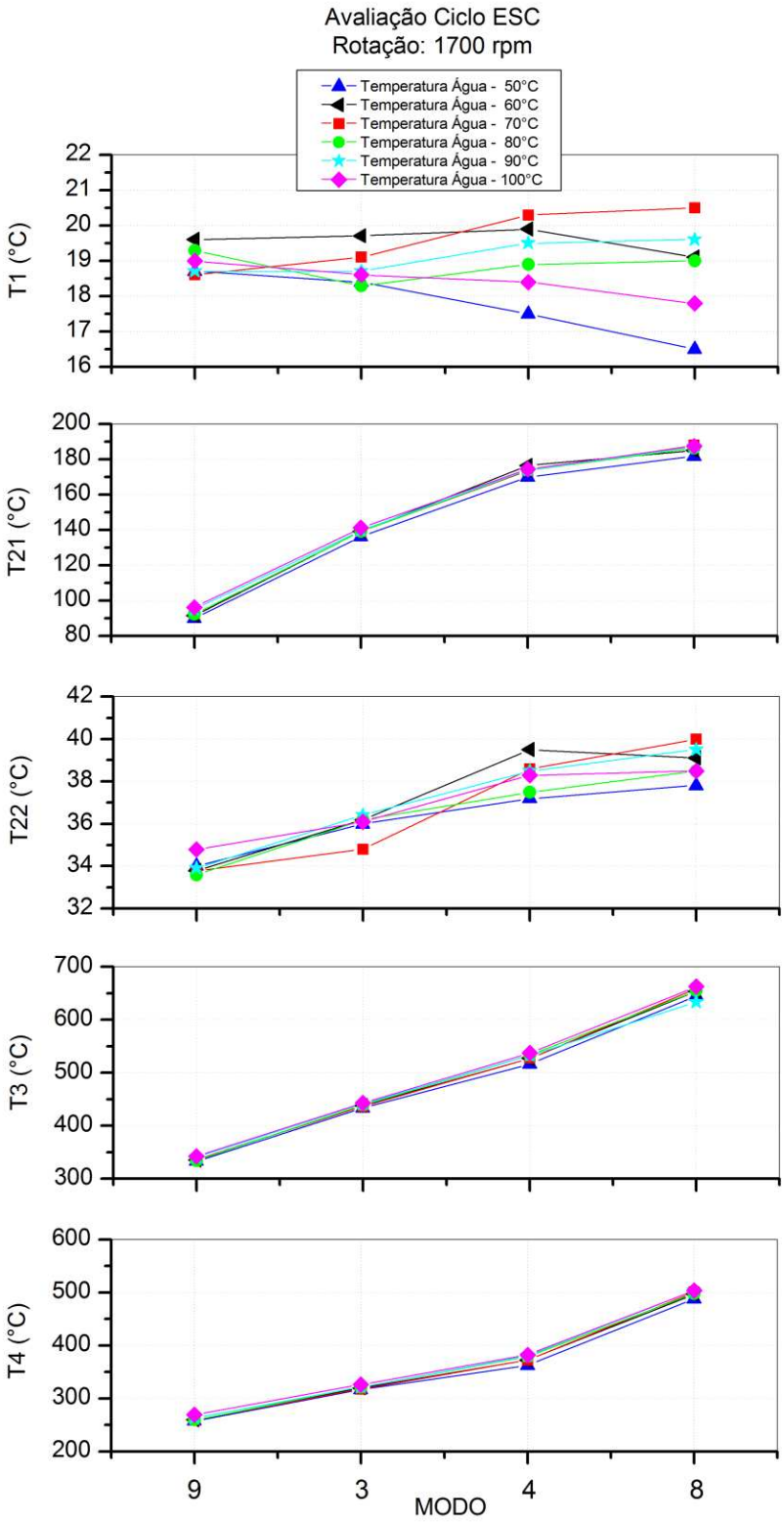
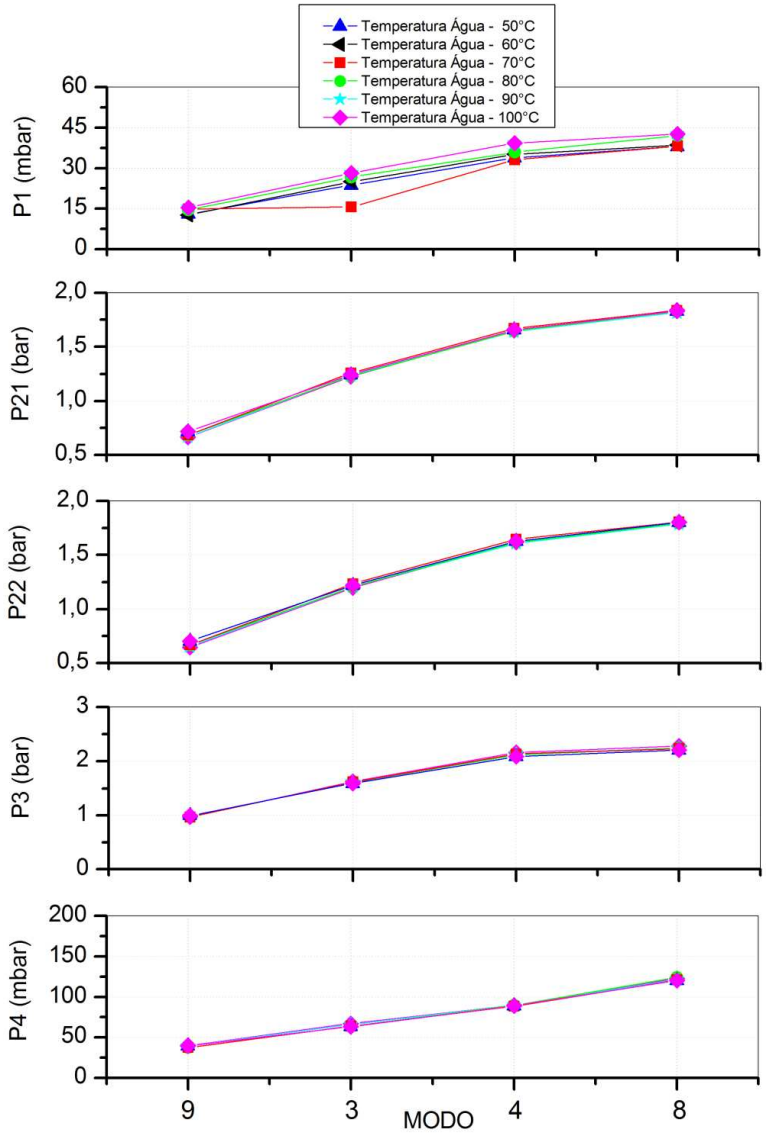


Figura 38 – Gráfico do valor das temperaturas T1, T21, T22, T3 e T4 para os diferentes modos avaliados

A Figura 38 mostra os valores de temperatura obtidos durante os ensaios para cada modo ensaiado seguindo o esquema mostrado na Figura 37.

Os valores das pressões apresentadas na Figura 39, como P1, P21, P22, P3 e P4 apresentaram excelente repetibilidade nos testes realizados com diferentes valores de temperatura de água apesar de não serem controladas diretamente pelo sistema de controle e automação disponível no banco de teste.



A Figura 39 – Gráfico dos valores das pressões obtidos durante os ensaios para cada modo avaliado.

Assim podemos concluir que com alta temperatura de água temos menores consumo de combustível e maior emissão de NOx e com baixa temperatura da água temos maiores consumo de combustível e baixo nível de NOx.

3.5 Ensaio de rejeição térmica do motor

Um outro ensaio no motor foi efetuado em 2009 para medir a eficiência térmica do motor 6.12TCE ACTEON Euro V 243 kW, e a distribuição de energia térmica nos sistemas. Este ensaio utilizou as equações da teoria da termodinâmica de motores e calcula a contribuição térmica (calor rejeitado) de cada um dos componentes do motor Diesel. O motor foi ensaiado em bancada dinamométrica seguindo o esquema de instalação apresentado na Figura 40 seguindo as seguintes condições de teste abaixo:

1) Ajustar o motor na condição de rotação a 2200 rpm, com os valores de 100%, 75%, 50% e 25% da quantidade de combustível na rotação de potência.
2) Ajustar o motor na condição de rotação a 1600 rpm com, os valores de 100%, 75%, 50% e 25% da quantidade de combustível na rotação inicial de torque.
3) Ajustar o motor na condição de rotação a 1400 rpm com os valores de 100%, 75%, 50% e 25% da quantidade de combustível na rotação final de torque.
4) Ajustar o motor na condição de rotação a 750 rpm – condição de marcha lenta.

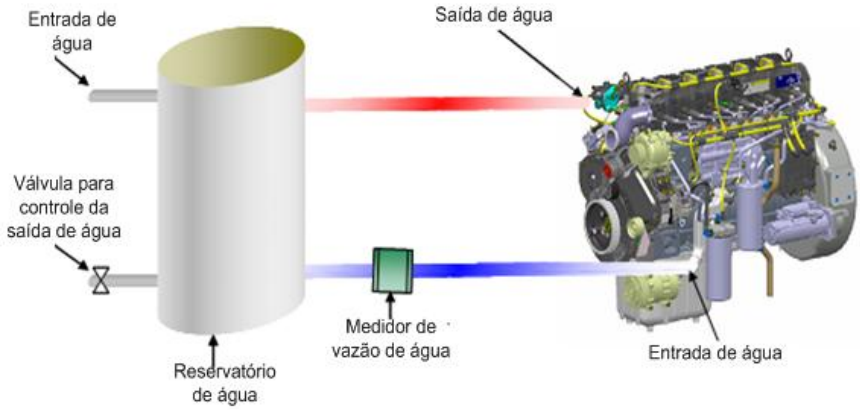


Figura 40 – Esquema de instalação do motor Diesel

Para a aprovação do sistema de arrefecimento do motor ensaiado, o equilibrio térmico e a eficiencia térmica deve apresentar os seguintes critérios para a aprovação do balanço térmico e distribuição de energia normalmente encontrada nos motores Diesel.

Tabela 3 - Tabela dos critérios de aprovação do balanço térmico para motores a Diesel

Motor	Eficiência térmica	Rejeição térmica para água	Rejeição térmica do sistema de escapamento	Rejeição térmica através do *aircooler*
Ciclo diesel	30 a 45 %	20 a 25%	30 a 45%	3% a 15%

As informações deste ensaio, utilizadas neste trabalho para a simulação do motor no ambiente GT-Cool são:

- Calor rejeitado total;
- Calor rejeitado para água;
- Eficiência térmica do motor.

As Figuras 41, 42 e 43 apresentam os gráficos com resultados do ensaio de rejeição térmica do motor. Os dados, bem como as equações e expressões de cálculo utilizadas, estão contidas em ralatório de ensaio (ref.: Relatório técnico ENG 136/09 MWM Motores, 2009).

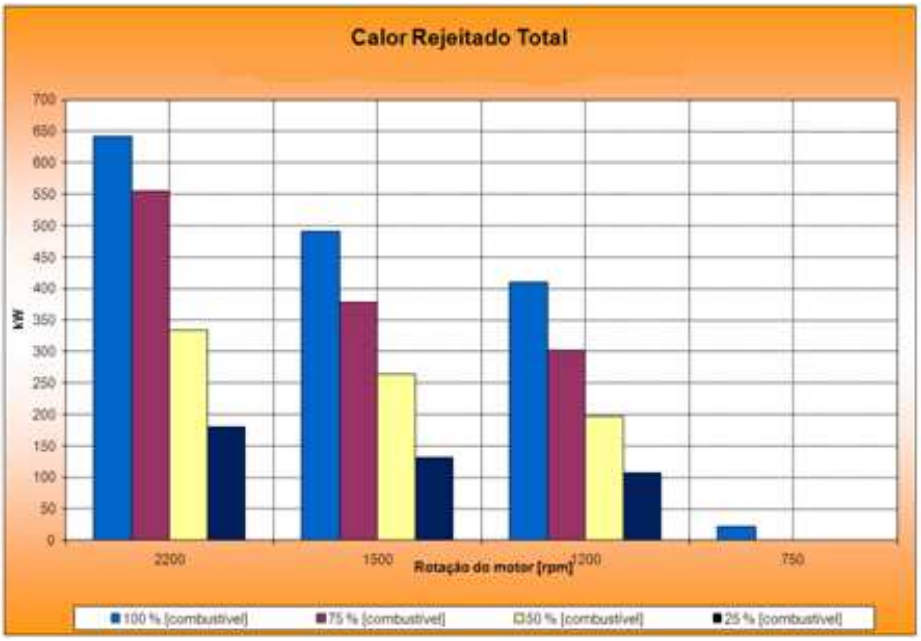


Figura 41 - Gráfico do Calor rejeitado total

Figura 42 - Gráfico do Calor rejeitado para água

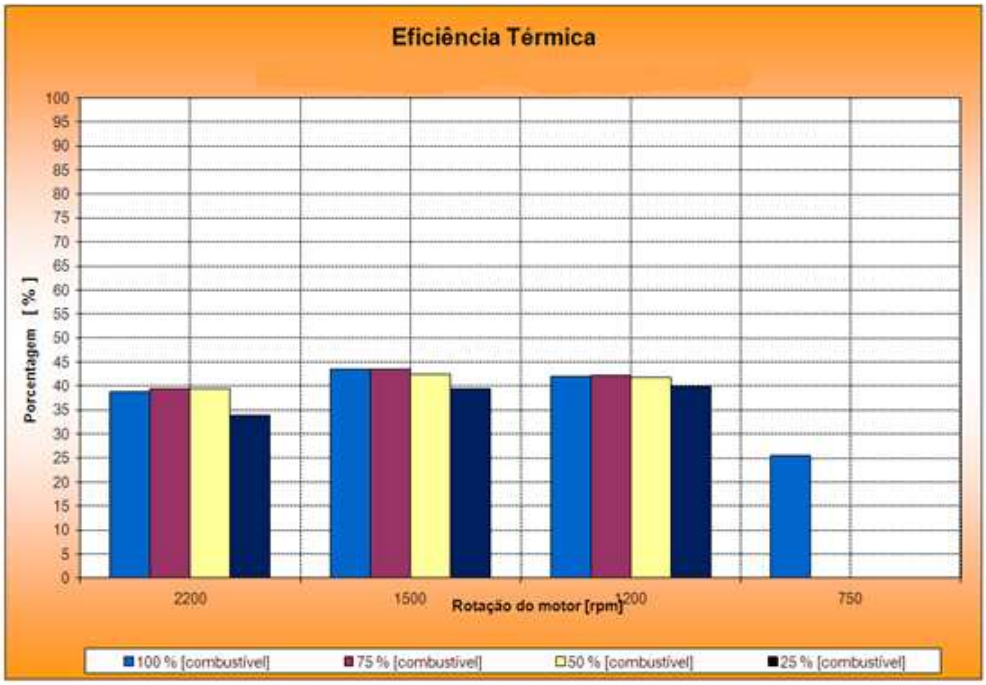


Figura 43 - Gráfico da eficiência térmica do motor ensaiado

As análises dos resultados e dos cálculos obtidos no teste mostraram valores coerentes e seguem a tabela dos critérios de aprovação do balanço térmico para motores a Diesel. A eficiência térmica e de distribuição de energia do sistema de arrefecimento proposto está de acordo com a classificação de potência e cilindrada do motor diesel de referência. Estes resultados foram utilizados no preenchimento das tabelas de dados dos modelos no software de simulação.

3.6 Ensaio para determinar a temperatura na parede do cilindro do motor de referência.

Para este ensaio foram instrumentadas duas camisas de cilindros a 1° e a 3° apresentado na Figura BB, nesta posição do bloco de cilindros onde e maior a temperatura da água. A colagem dos termopares na camisa foi na região do raio rolado da camisa com a colocação dos termopares fixados em sua borda como apresentado na Figura 44.

Figura 44 - Detalhe da preparação da instrumentação e colagem dos termopares na camisa de cilindro

Após o termino da instrumentação e com a colocação dos termopares na camisa, esta é montada no bloco de cilindros do motor, como apresentado na Figura 45.

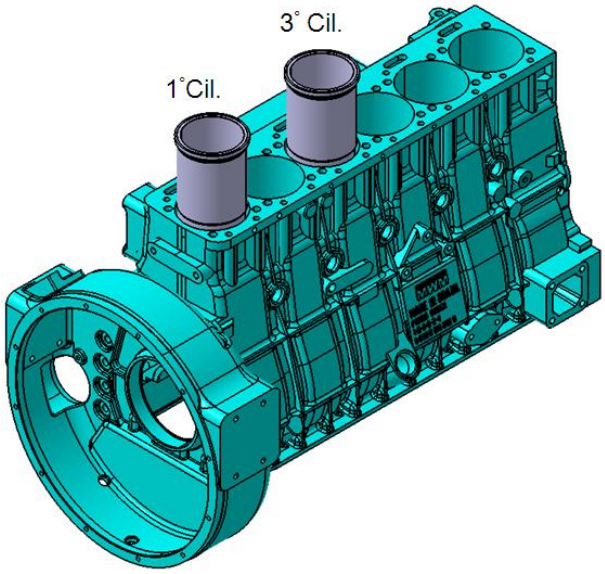


Figura 45 - Posição de montagem das camisas no bloco de cilindros

A Figura 46 ilustra ponto de saída dos cabos dos termopares para conexão elétrica com a entrada do coletor de dados.

Figura 46 - Saída de conexão elétrica dos termopares através do bloco de cilindros.

Após o fechamento do motor e a instalação na bancada dinamométrica, inicia-se a realização do ensaio de medição de temperatura no motor de referência. Foi usado como coletor de dados de temperatura o equipamento da marca YOKOGAWA modelo MV200, utilizado para medição e coleta dos dados das temperaturas.

Figura 47 - Ligação dos termopares e sistema de coleta de dados MV200 - Yokogawa.

Os resultados do ensaio estão apresentadas na Figura 48:

O motor foi colocado na condição inicial de 100% de carga @1700rpm, nesta condição carga e rotação a temperatura de saída de água do motor estabilizou em 85°C e valor da temperatura encontrado na parede da camisa de cilindro 3 foi de 132°C e de 120°C medido na camisa de cilindro 1 como apresentado na Figura 48. Durante o ensaio outros ensaios foram realizados:

- Ensaio de choque térmico;
- Tempo de aquecimento.

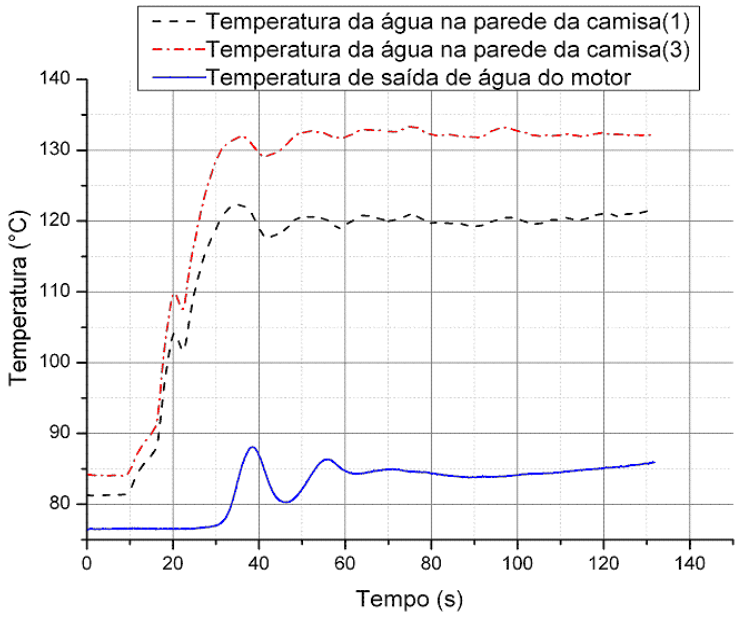


Figura 48 - Gráfico da temperatura de água do motor comparada com a temperatura na parede da camisa de cilindros.

A Figura 49 apresenta o gráfico da variação da temperatura da parade de cilindros e de saída do motor durante o ensaio de choque térmico. Neste ciclo de teste abre-se uma válvula que desvia o fluxo de água do radiador e para uma entrada de água fria para o motor, assim podemos observar o comportamento da temperatura na região da camisa de cilindros com da variações extremas de temperatura . A Figura 50 apresenta o gráfico do tempo de subida da temperatura da água na condição de marcha lenta, até o ponto de abertura da válvula termostática.

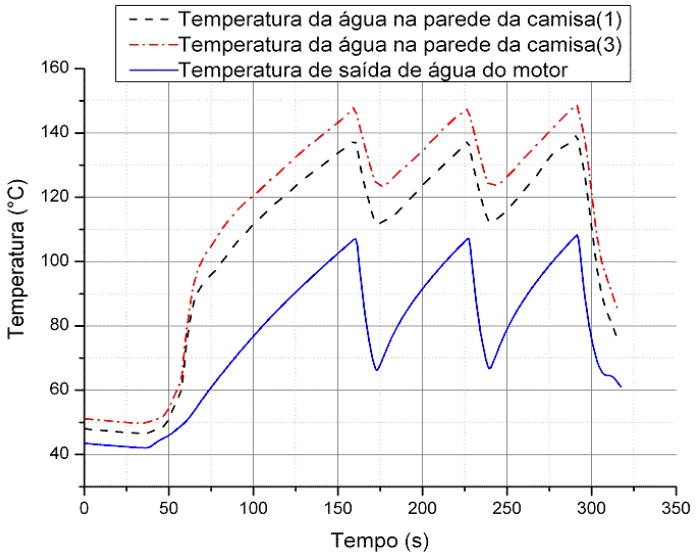


Figura 49 - Gráfico da variação da temperatura da água durante o ensaio de choque térmico

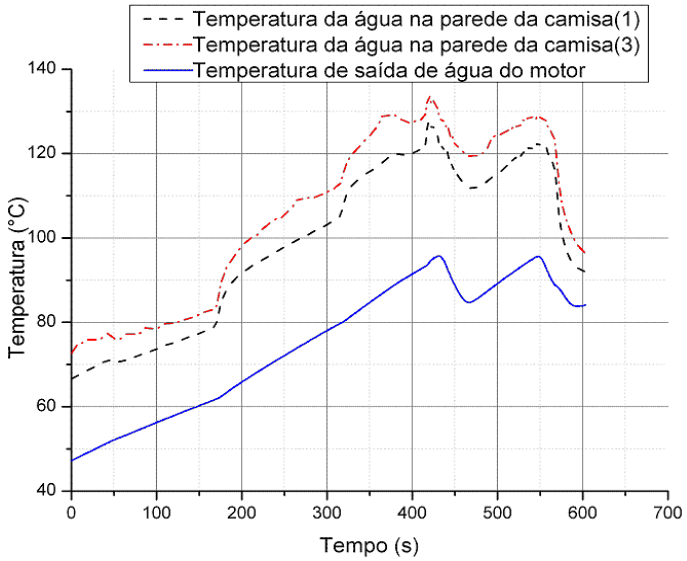


Figura 50 - Gráfico do tempo de subida da temperatura de água na condição marcha lenta

A conclusão desse ensaio, está de acordo com o que foi relatado em Lehner, *et al* (2001), que se a temperatura de saída de água do motor estiver controlada entre 82 °C e 87,7°C com o motor a plena carga, a temperatura na parede da camisa de cilindros entre 132°C e 177°C, melhora da eficiência térmica do motor, mantém a temperatura na camara de combustão estável e como consequência a redução nos niveis das emissões de poluentes.

3.7 O Ambiente de Simulação

3.7.1 Matlab/Simulink e GT-COOL

Para fins de projeto e análise do sistema de controle, construiu-se um modelo de simulação do sistema utilizando-se dois ambientes computacionais: GT-COOL e SIMULINK. O GT-Suite é um conjunto integrado de ferramentas de engenharia assistida por computador (CAE) desenvolvido pela Gamma Technologies, Inc. Esse conjunto é composto de seis ferramentas: GT-POWER, GT-COOL, GT-FUEL, GT-DRIVE, GT-VTRAIN e GT-CRANK, e uma interface para construção de modelos (GT-ISE, Interactive Simulation Environment). O Simulink (produto da Mathworks Inc.) é uma ferramenta integrada ao ambiente Matlab, para simulação de sistemas dinâmicos. Neste trabalho, o mecanismo de simulação do sistema de arrefecimento do motor será feito no GT-Power/GT-Cool enquanto que o sistema de controle foi modelado no Simulink.

4 SISTEMAS DE CONTROLE E MODELOS

Neste capitulo serão tratadas as configurações, estruturas, projetos e os modelos de controle e co-simulação (Matlab/Simulink e GT- Cool) utilizados para o sistema.

4.1 Configurações do sistema de controle

Os modelos e os respectivos parâmetros necessários para se efetuar o projeto dos controladores, foram determinados por meio de ensaios, informações de fabricantes e da bibliografia especializada. A Figura 51 representa o diagrama generalizado de controle do sistema de arrefecimento focalizado neste trabalho.

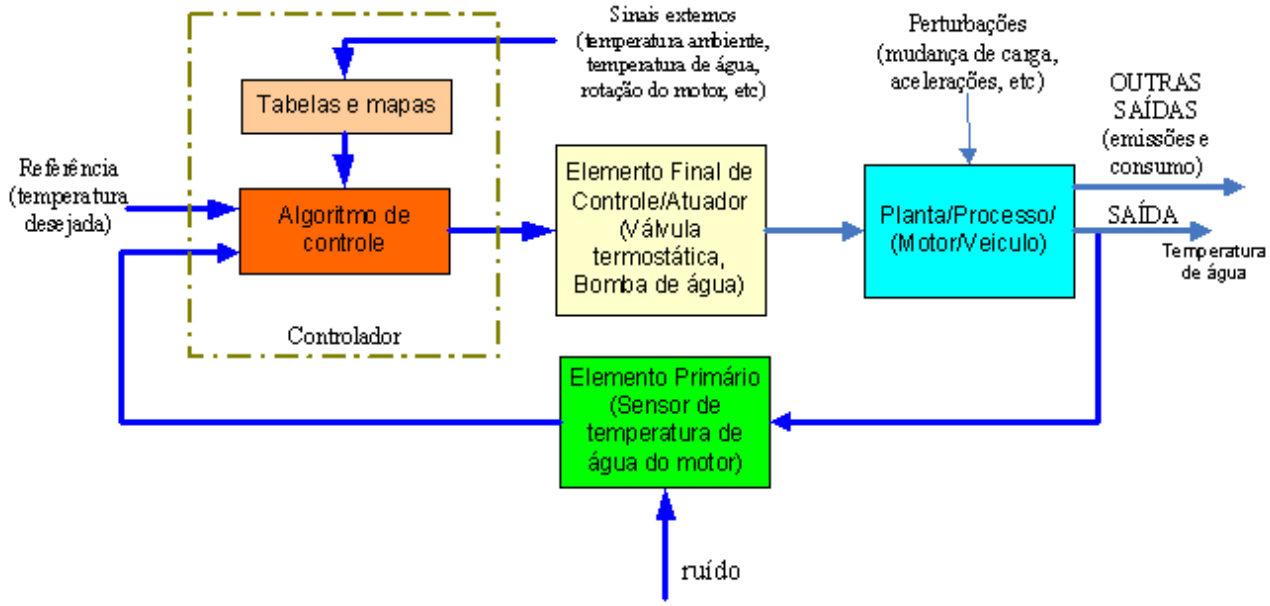


Figura 51- Diagrama de blocos do sistema de controle

A Figura 52 apresenta a configuração geral do sistema de controle. Essa configuração foi proposta em [Lehner *et al.*, (2001)] e adotada neste trabalho, tendo em conta aspectos como a factibilidade do sistema proposto. Algumas adaptações a essa configuração básica foram efetuadas para fins de projeto e simulação, conforme apresentado no decorrer deste capítulo.

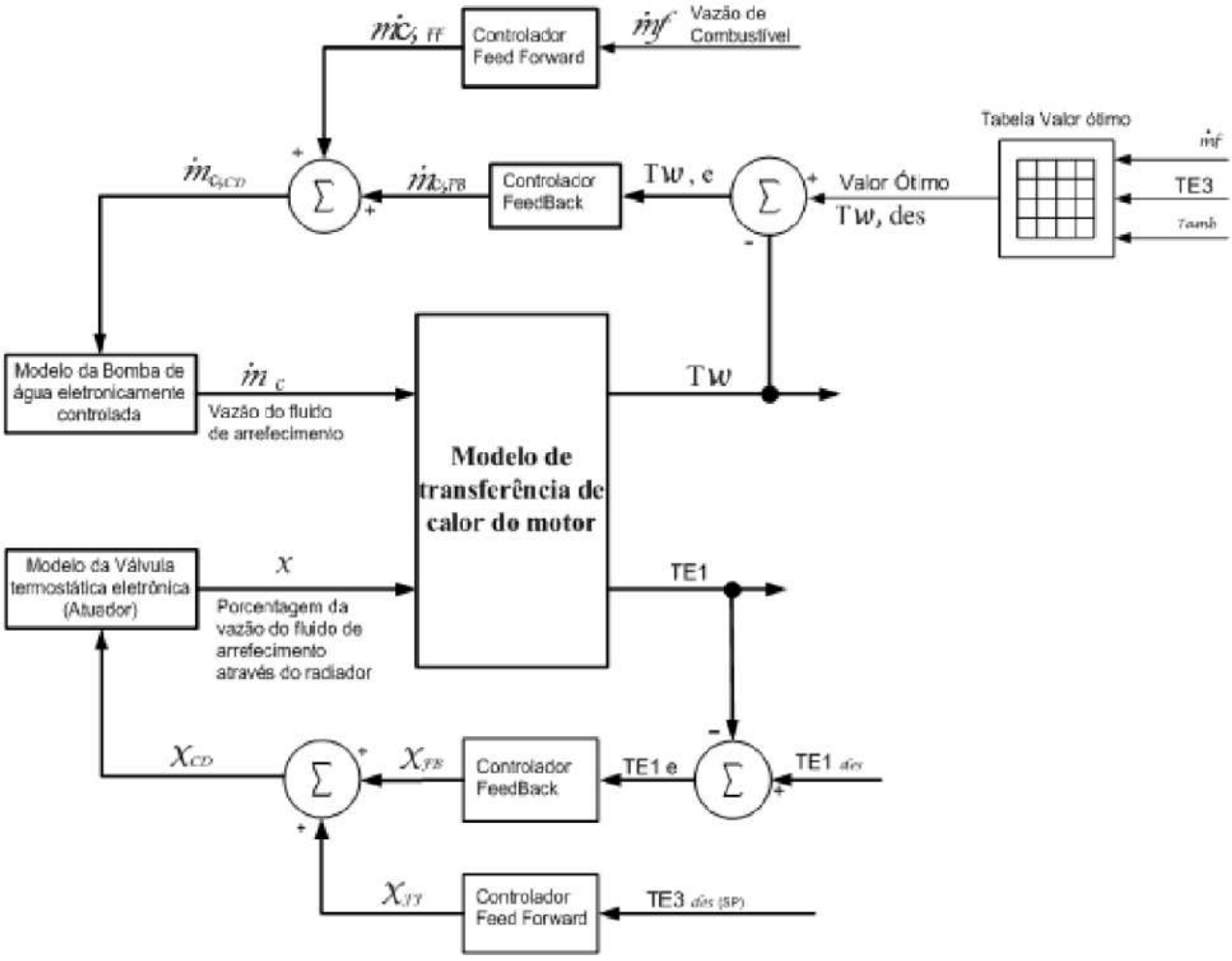


Figura 52 – Esquema geral de controle da válvula termostática e bomba de água [Lehner, *et al*, (2001)].

Na linha do que foi proposto em [Lehner, *et al*, (2001)], as variáveis utilizadas são: (TE1) temperatura de entrada do líquido de arrefecimento, (TE3) a temperatura de saída do liquido de arrefecimento, (N) rotação do motor, ( ) a temperatura ambiente, ( ) vazão de combustível e ( ) vazão do liquido de arrefecimento. Em conjunto com os parâmetros específicos do sistema, o sistema de controle determina a necessária vazão da bomba elétrica de água e da posição do atuador da válvula termostática (fluxo do líquido de arrefecimento que passa pelo radiador) para manter uma desejada temperatura na parede externa ( ) do cilindro como mostra a Figura 52. Três parâmetros de entrada são necessários para calcular a componente de controle "*Feed-Forward*" e transmitir para o controlador a taxa de vazão para

manter uma temperatura desejada na parede exterior do cilindro: vazão de combustível ( ), temperatura de entrada do líquido de arrefecimento ( ) e temperatura de saída do liquido de arrefecimento do motor ( ). O sistema de controle da válvula termostática também usa uma componente *"Feed-Forward"* e uma componente de realimentação para controlar a temperatura desejada de saída do liquido de arrefecimento ( ). A temperatura de entrada desejada do fluido refrigerante é derivada da temperatura desejada da parede externa do cilindro ( ), e da temperatura desejada de saída refrigerante ( ). Um controlador PID é usado no controle em malha fechada da temperatura de entrada do liquido de arrefecimento do motor ( ).

Neste trabalho, optou-se pela efetuação de um processo algorítmico do projeto dos controladores, uma vez que isso permite trabalhar o projeto considerando modelos mais completos e detalhados do sistema. A Figura 53 ilustra a configuração e os ambientes utilizados no projeto algorítmico dos controladores. O modelo do motor e os atuadores foram simulados no ambiente GT-Cool, mais apropriado para esse tipo de aplicação e análise, e resultados de ensaios do motor real forneceram os parâmetros necessários para a simulação desse componente. Outro aspecto positivo no uso do GT-Cool é que a temperatura da parede externa do cilindro (Tw) e outros elementos (vide moldura na Figura 53) são informações propiciadas pelo modelo GT-Cool do motor, evitando neste estágio de projeto a implementação de um estimador. Outros componentes e as ações de controle dos controladores foram modelados no ambiente Matlab/Simulink, dado que o próprio processo de projeto algorítmico dos controladores é efetuado nesse ambiente.

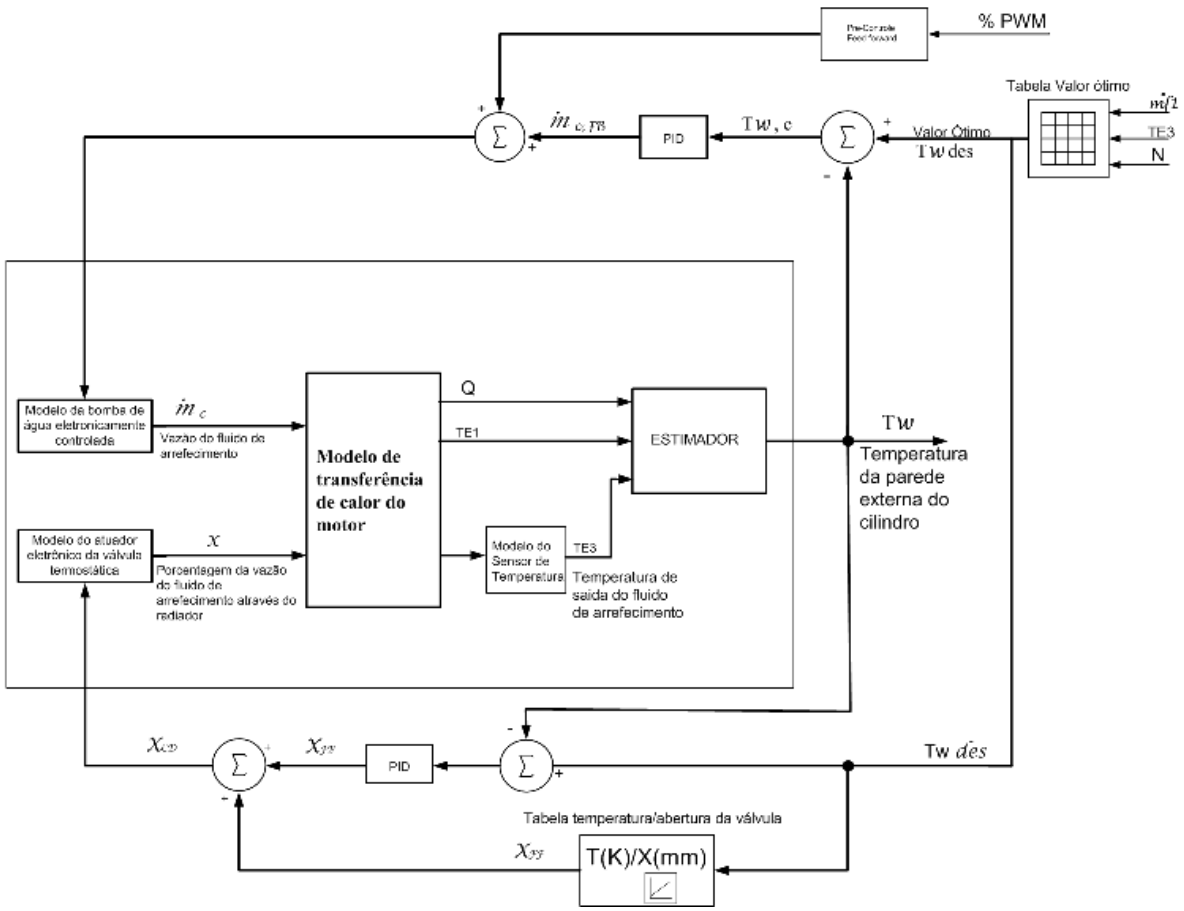


Figura 53 - Diagrama de bloco de controle do sistema de arrefecimento proposto

4.2 Modelos de Co-Simulação

Para fins de projeto e análise do sistema de controle, construiu-se um modelo de simulação do sistema utilizando-se dois ambientes computacionais: GT-COOL e SIMULINK. A simulação do sistema de arrefecimento do motor é feita no GT-Power/GT-Cool enquanto que o sistema de controle foi modelado no Simulink. Para um total sincronismo na simulação, os dois modelos devem estar dinamicamente ligados entre si. Isso é possível pelo componente *"WiringHarness"* do GT-Power, permitindo que sinais sejam enviados e recebidos entre o motor e o sistema de arrefecimento durante a execução da simulação dos modelos. A construção do modelo no software GT-Cool exige alguns dados técnicos do motor de referência, necessários como informações de entrada para o modelo e vários ensaios em dinamômetro foram realizados para

esse fim. Entre estes dados, por exemplo, estão a potência de atrito do motor, o consumo especifico, temperaturas etc., para que na simulação do modelo os resultados a serem obtidos representem as condições de operação do motor. O modelo no GT-Cool representa a dinâmica térmica do motor de referência. As entradas deste sistema são a vazão da bomba e a abertura da válvula termostática.

A Figura 54 apresenta o diagrama das entradas e saídas para o modelo do sistema de arrefecimento do motor, executado no GT-COOL e controlado via Simulink, ambiente em que é projetado e simulado o controlador.

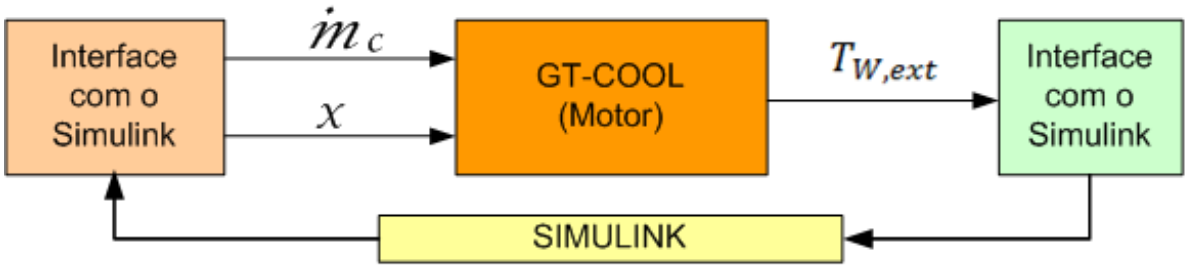


Figura 54 - Diagrama de blocos do modelo GT-COOL/SIMULINK

4.3 Construção do modelo no GT-COOL

Utilizar um modelo computacional como ferramenta de análise tem se tornado muito comum hoje na indústria automotiva, mas para se obter um resultado confiável a ponto de diminuir o número de testes e validações de um produto, é necessário um modelo muito bem construído e calibrado. O modelo de sistema de arrefecimento foi construído com o auxilio da ferramenta de software GT-COOL, da Gamma Technologies. A simulação de componentes desse sistema no GT-COOL é baseada na dinâmica dos fluidos e termodinâmica, o que significa representar o fluxo do fluido e transferência de calor na tubulação, no bloco de cilindros e nos outros componentes do sistema de arrefecimento.

Para criar um modelo de simulação no ambiente GT-COOL, utiliza-se uma interface lógica em que cada componente é definido por uma planilha de dados. Os componentes são ligados

entre si por linhas de definição do fluxo. Este processo é semelhante à criação de um diagrama de blocos ou modelo no Simulink. O motor Diesel de referência e seu sistema de arrefecimento foram configurados em um modelo nesse ambiente, como apresentado na Figura 55. Vários módulos da biblioteca do GT-COOL foram configurados de forma a simular os componentes do sistema de arrefecimento do motor de referência. As características dos componentes do sistema de arrefecimento e do motor de referência foram levantadas em ensaios realizados em bancada de testes e em dinamômetro e os dados adquiridos nestes ensaios foram usados para configurar cada um dos módulos no modelo de simulação.

O Modelo da Figura 55 representa o motor de referencia construído no ambiente GT-COOL, esta modelagem contempla o modelo da bomba elétrica de água, da válvula termostática (válvula de orifício), do radiador e das tubulações determinando o sentido de fluxo do liquido de arrefecimento. Contempla também as informações das condições do meio em que o motor está trabalhando como a temperatura, umidade, pressão.

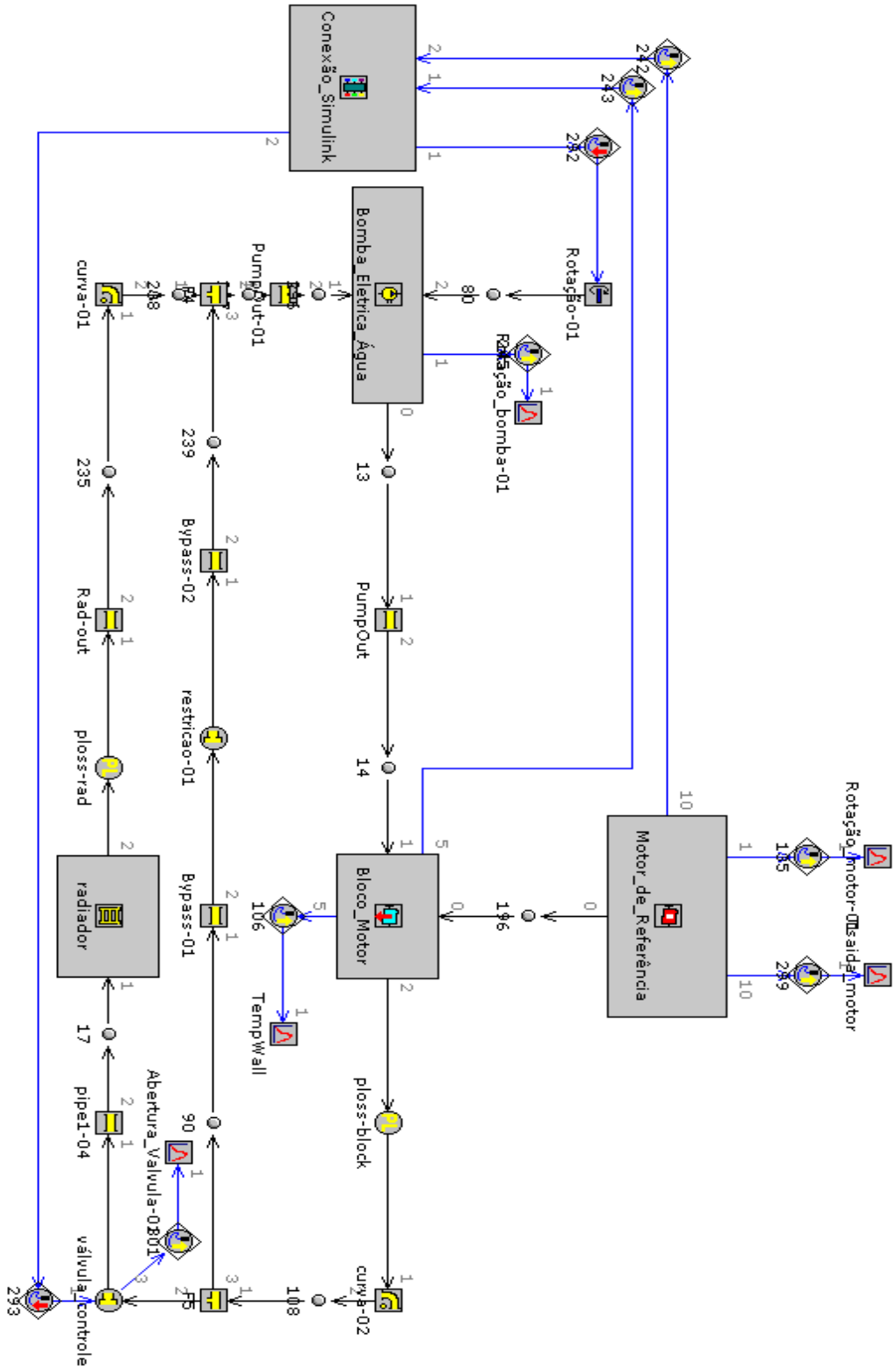


Figura 55 - Modelo no GT-COOL do sistema de arrefecimento utilizado na simulação

Os componentes do modelo no GT-Cool do sistema de arrefecimento do motor diesel de referencia são:

- Modelo do motor diesel de referência;
- Modelo do bloco do motor;
- Modelo da bomba elétrica de água;
- Modelo do radiador de água;
- Modelo da válvula com orificio ajustável;
- Objeto de conexão com Simulink;

A seguir, a descrição dos objetos utilizados no modelo do GT-Cool.

4.3.1 Modelo do Motor

Este objeto (*EngineState*) é um modelo baseado nos mapas ou tabela (*look-up table*) do motor, que descrevem o desempenho do mesmo: potência de saída do virabrequim, consumo de combustível, temperaturas, pressões e as características de combustão; a fim de simular os pontos de operação do motor, incluindo rotação e carga, que pode especificada como uma função do tempo por um arquivo de entrada. A rotação do motor e a carga podem ser em função do tempo ou calculadas, dependendo do modo como se deseja modelar o objeto motor.

Neste trabalho, os mapas (tabelas) de desempenho do motor foram obtidos a partir de testes do motor de referência feito em dinamômetro. A taxa de rejeição de calor do motor e os dados BSFC (*Brake Specific Fuel Consumption*) ou consumo especifico como uma função de rotação e a carga (torque do motor), e BMEP (*Brake Mean Effective Pressure*), respectivamente, são fornecidas, também, por um arquivo de entrada.

Para o cálculo de BSFC:

– (6)

onde:

r - é a taxa de consumo de combustível em gramas por segundo (g · s-1)
P - é a energia produzida em watts, onde P = τ.ω
ω - é a velocidade do motor em radianos por segundo (rad · s-1)
τ - é o torque do motor em Nm (N · m)

A relação entre BMEP e torque é dada pela seguinte equação (em unidades métricas):

_____ (7)

onde:

T - Torque
n - Número de ciclos do motor (2 para motores de 4 tempos e 1 para motores de 2 tempos).
V - "Cilindrada".

Abaixo estão descritos alguns dados do motor que são inseridos na construção do modelo, conforme ilustrado na Figura 56:

- Volume deslocado: 7.200 cm3
- Rotação de operação mínima: 800 RPM
- Inércia do motor: 1,88 kg-m2
- Densidade do combustível: 830 kg/m3

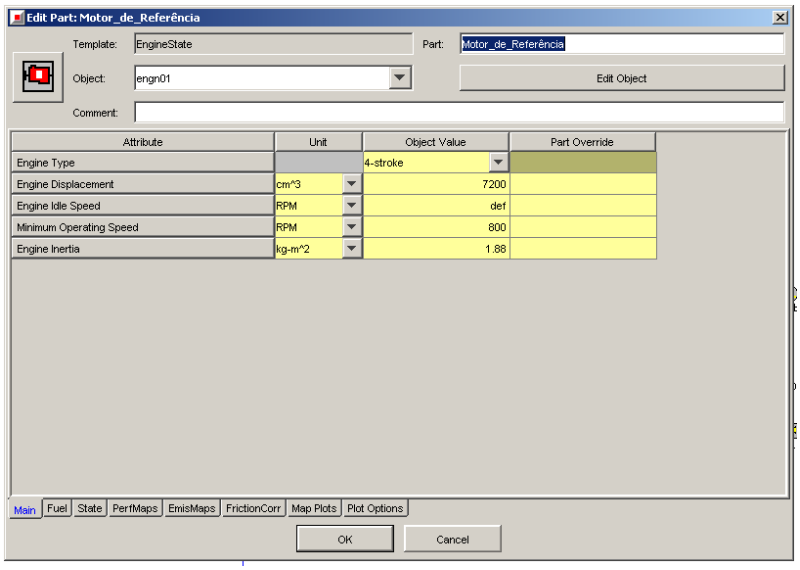


Figura 56 - Entrada dos dados e das curvas de desempenho do motor no GT-Cool.

4.3.2 Modelo da bomba elétrica de água

Este objeto (*Pump*) usado como modelo de uma bomba de água, utiliza um "mapa" com os dados disponíveis para correlacionar o volume deslocado, a velocidade da bomba e o aumento de pressão, conforme apresentado na Figura 60. Este “mapa” foi preenchido com os dados de uma bomba elétrica de água real que foi mapeada em bancada.

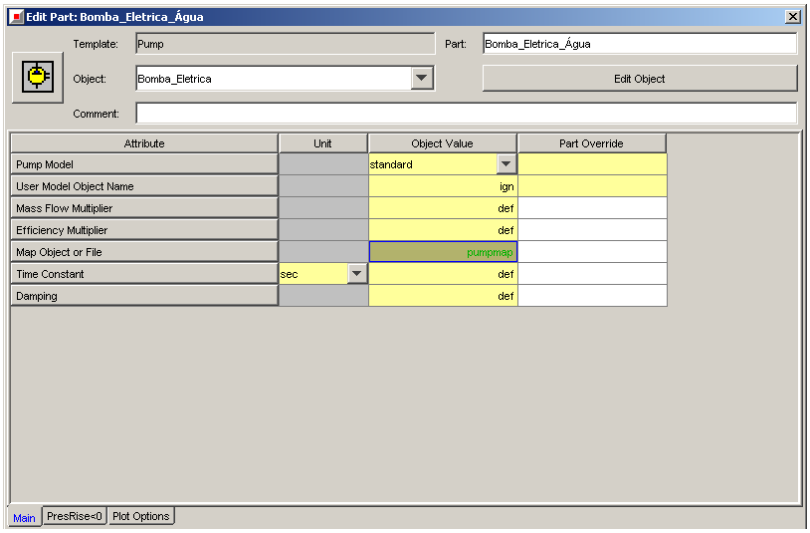


Figura 57 - Entrada dos dados e das curvas de vazão e eficiência da bomba de água no GT-Cool.

Para a modelagem da bomba de água, foi utilizada uma bancada de testes onde as características dinâmicas e dados correlacionando o fluxo de água, a velocidade da bomba, o aumento de pressão de água medida em todas as rotações. As características dinâmicas foram identificadas pela aplicação de estímulo do tipo degrau, conforme apresentado na Figura 58.

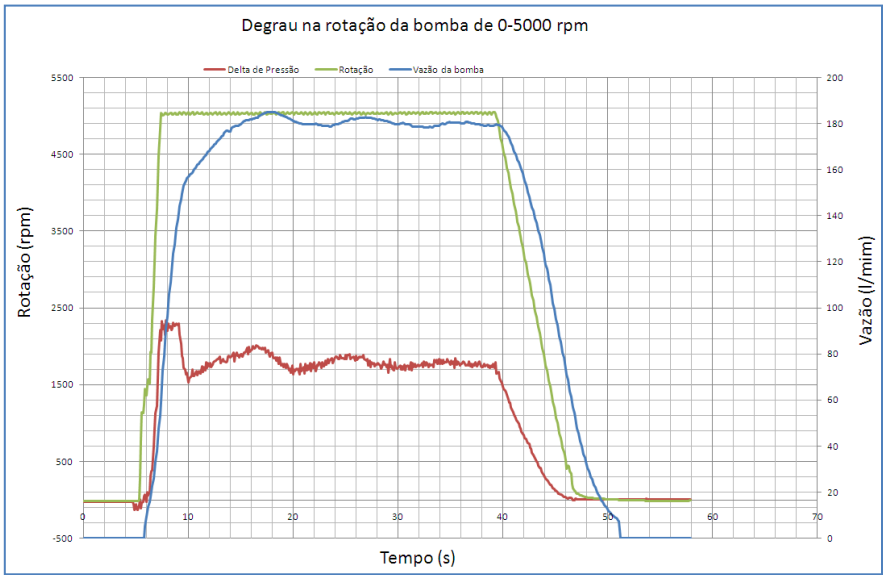


Figura 58 - Gráfico da resposta ao estímulo tipo degrau da rotação da bomba elétrica de água

A partir dos ensaios podemos identificar um modelo dinâmico para a bomba elétrica de água, dado na equação 8; o modelo completo apresentado na Figura 59 :

$$\frac{\quad}{\quad} = \frac{\quad}{\quad} \tag{8}$$

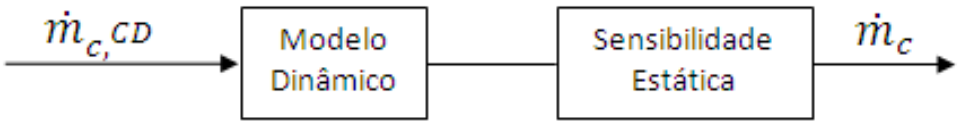


Figura 59 - Modelo da bomba de água; como entrada a vazão de água comandada e saída vazão de água

Para a configuração do modelo e simulação do sistema, utilizamos os dados obtidos por interpolação da curva característica da bomba elétrica, representada na Figura 60.

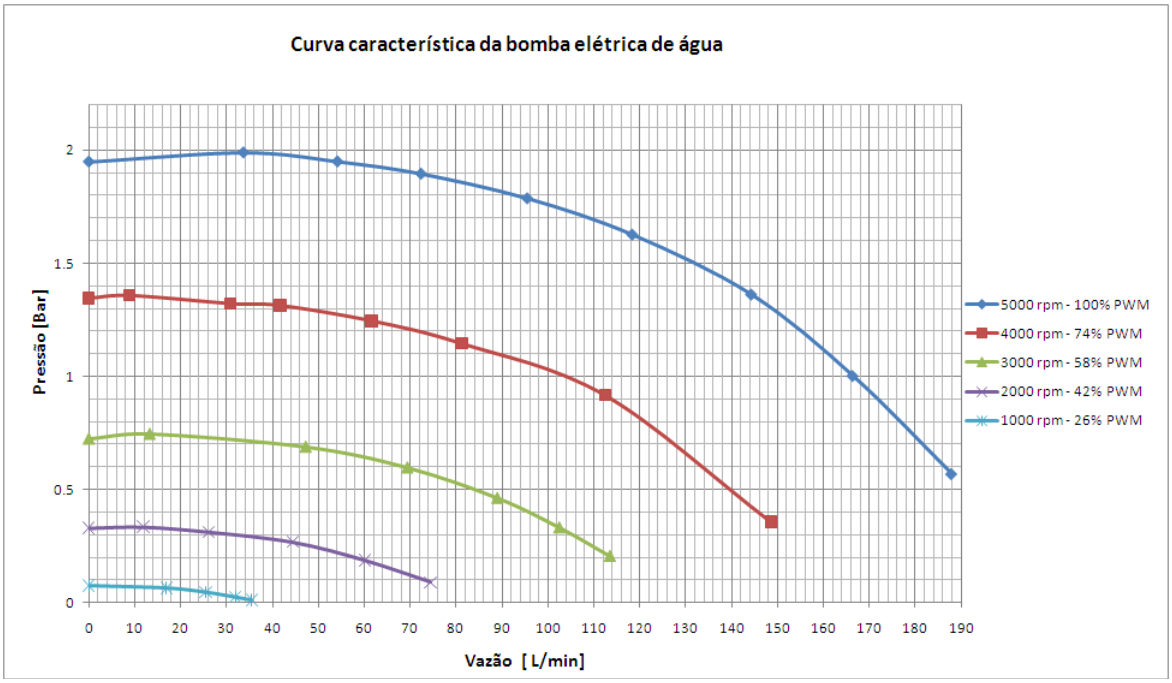


Figura 60 - Gráfico das curvas características da bomba elétrica de água.

4.3.3 Modelo do radiador de Água

Este objeto (*HxMaster*) é usado como modelo para transferência de calor entre um fluido e a parede de um trocador de calor. Este objeto pode ser calculado, ou apontar para uma tabela de referência que descreve o coeficiente de transferência de calor entre o fluido e a parede, conforme apresentado na Figura 61.

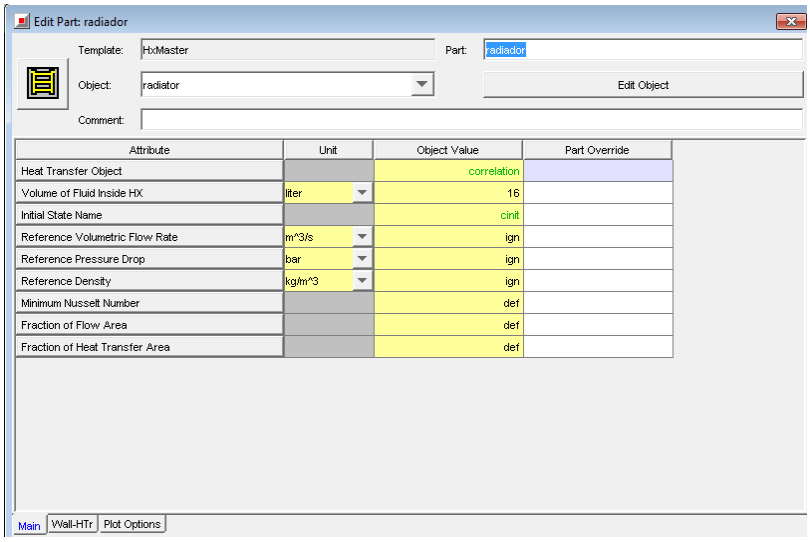


Figura 61 - Entrada dos dados na tabela de correlação e do coeficiente de transferência de calor do objeto radiador.

4.3.4 Modelo do bloco do motor

Este objeto (*EngineBlock*) é utilizado para modelar o bloco do motor os efeitos da rejeição de calor do bloco e agregado ao liquido refrigerante e, também, a queda de pressão através do bloco do motor e potencia de atrito conforme apresentado na Figura 62. A taxa de rejeição de calor pode ser especificada pelo usuário diretamente ou levantada por meio de ensaios dinamométricos e os dados medidos nesses ensaios usados para alimentar um arquivo de entrada (*look-up table*). O bloco do motor é o componente mais complexo no modelo.

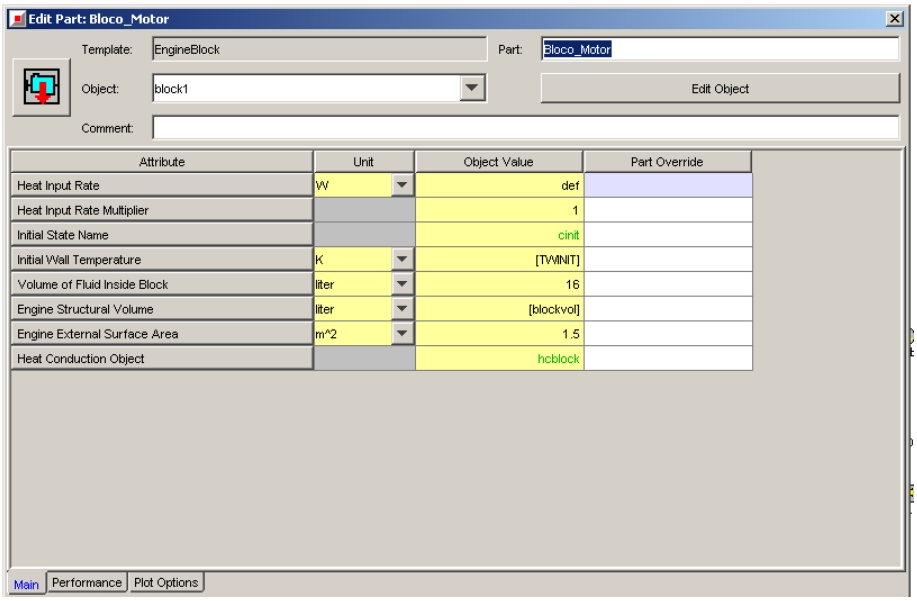


Figura 62 - Entrada dos dados na tabela de rejeição de calor através do bloco do motor no GT-Cool.

Nesse bloco uma das entradas de dados é a rejeição térmica do motor, utilizada para modelar os efeitos da rejeição de calor do motor para o refrigerante, e também a pressão do sistema de arrefecimento através do motor. Outra entrada é a temperatura inicial do bloco, a qual que é associada à temperatura da estrutura do motor inteiro no início do ciclo. Também, o volume do líquido refrigerante deve ser considerado no inicio da simulação.

4.3.5 Modelo da válvula de orifício variável

O objeto (*OrificeConn*) representa uma válvula de orifício variável, descrevendo um orifício colocado entre dois componentes de fluxo, que variando o diâmetro varia o fluxo. As partes deste objeto representam o plano da ligação entre dois componentes de fluxo. Os valores da porcentagem de abertura entre o mínimo e o máximo diâmetro são pré-definidos pelo usuário em um mapa na biblioteca de objetos, apresentado da Figura 63. Em um modelo de motor típico, os orifícios feitos a partir deste objeto podem ser usados para modelar a maioria das conexões entre os componentes do fluxo.

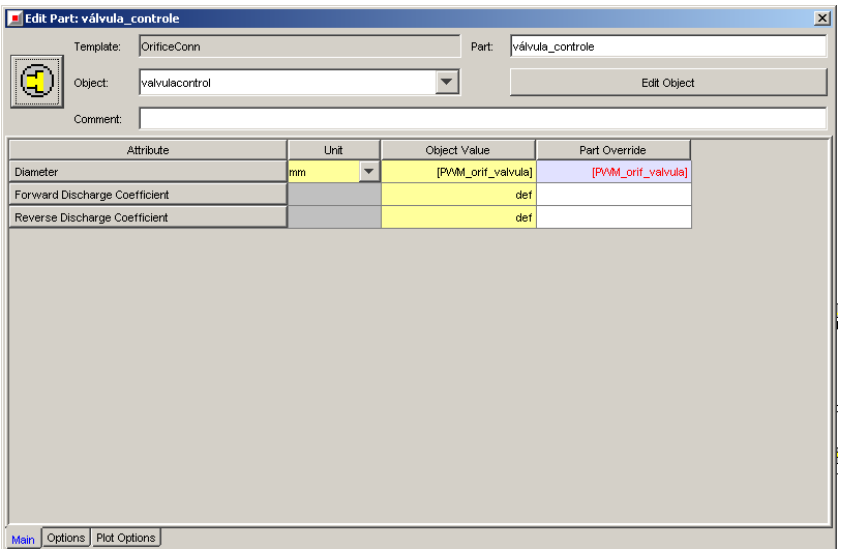


Figura 63 - Tela de configuração da abertura do orifício e dos valores pré-definidos entre o diametro mínimo e máximo.

A Figura 64 representa o gráfico da curva de deslocamento em função da temperatura, e os valores foram usados para configurar a válvula termostática como objeto de orificio de controle variável.

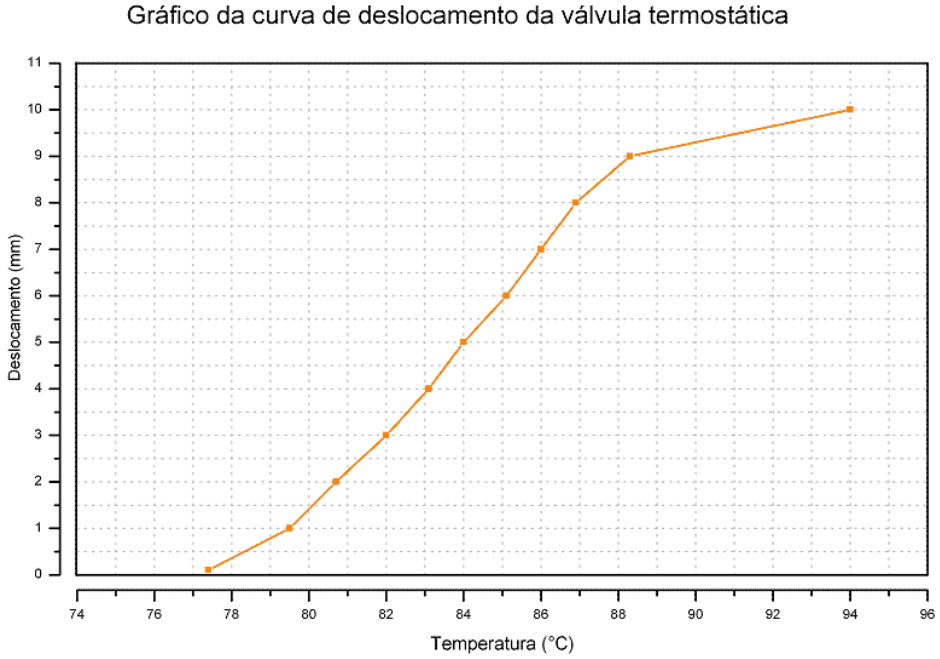


Figura 64 - Gráfico da curva de deslocamento da válvula termostática.

4.3.6 Conexão GT-Cool/Simulink

Este objeto faz a interface entre o software GT-SUITE\GT-Cool com o Simulink. O método usado neste objeto de simulação representa um chicote elétrico ligando a saída dos controladores do Simulink aos atuadores no GT-Cool. O objeto chicote elétrico (*WiringHarness*), apresentado na Figura 65, funciona como um componente de controle regular, fazendo a ligação entre os softwares, e faz todas as operações de comandos ou pode ser usado em conjunto com o controle de outros objetos que estão disponíveis no GT-Cool.

A simulação acoplada em que os softwares são executados conjuntamente segue as etapas abaixo:

- Executar o software GT-Cool que cria um arquivo com dados e configurações;

- Executar o Simulink que irá ler este arquivo de dados e configurações, e irá sincronizar com o GT-Cool através da interface.

Um arquivo.dll é responsável pela integração dos dois softwares.

Após o Simulink sincronizar com o GT-Cool, o tempo da simulação e o número de interações é determinado pelo Simulink durante a execução.

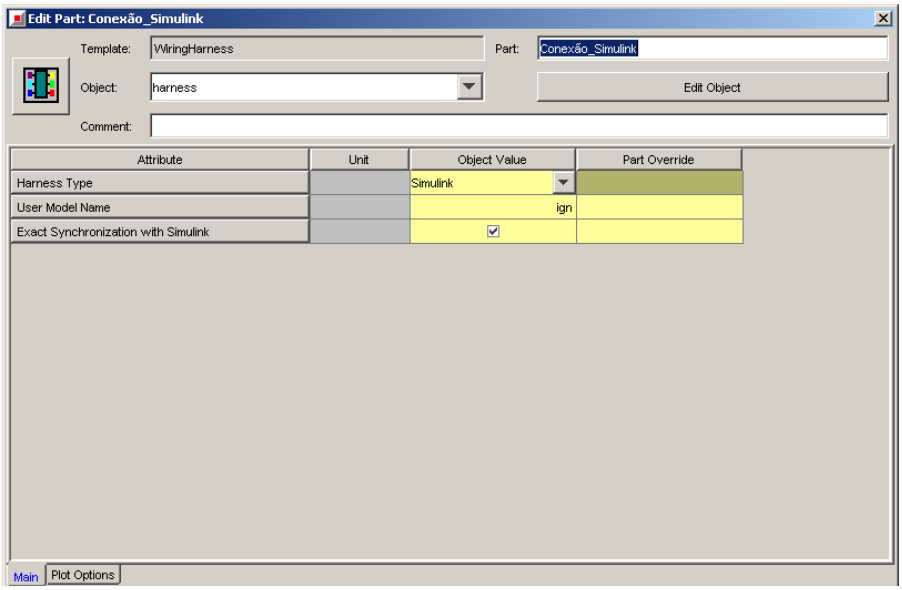


Figura 65 - Tela de configuração do objeto de conexão entre GT-Cool e Simulink.

No motor as variáveis medidas tais como pressões, temperaturas, fluxos, rotação e consumo podem ser transmitidos para o Simulink. O modelo Simulink pode então usar esses valores em seus próprios cálculos. O modelo no GT-Cool pode também receber dados do Simulink e usar esses valores em seus cálculos. O modelo Simulink pode consistir nos sistemas de controle ou de qualquer sistema físico que interage com o modelo no GT-Cool. Juntos podem representar todo o motor e em alguns casos o veículo e seus sistemas de controle.

4.3.7 Projeto do controlador

Neste estudo estamos propondo a utilização de um controlador com ações proporcional, integral e derivativa, mais conhecido como controlador PID. Constitui a estratégia de controle de maior aplicação na indústria ao longo de muitos anos, inclusive na indústria automobilística, e se mostrado suficiente para garantir bom desempenho do processo controlado.

4.3.7.1 Requisitos do projeto de controle

Os requisitos para o projeto do sistema de controle proposto podem incluir muitos fatores como o tempo de resposta a variações do processo e rejeição de distúrbios. O projeto de sistemas de controle envolve ainda aspectos como as características dinâmicas do processo, a saturação de atuadores, as características dos distúrbios no processo e atrasos de transporte. A experiência na área permite concluir que a maioria dos processos pode ser controlada razoavelmente bem com um controlador PID, desde que os requisitos de desempenho do controlador não sejam muito altos. O ensaio de emissões descrito anteriormente forneceu elementos para o estabelecimento de requisitos que vão nortear a sintonia do controlador.

Os requisitos estabelecidos são:

1) A temperatura de referência é 132°C (405.15K), temperatura em torno do cilindro e temperatura obtida no ensaio realizado em dinamômetro.

2) A faixa máxima de variação de temperatura é de +/- 5°C (+/- 5K) em torno da temperatura de referência.

3) Para um distúrbio do tipo degrau de 30% de variação na rotação no motor, o tempo de recuperação (acomodação) para a rejeição do distúrbio deve ser de 15 segundos (tempo de retorno para uma faixa de +/- 3°C (+/-3K) do valor de referência).

A figura 66 ilustra o diagrama completo de projeto do controlador. A proposta é de controlar a temperatura de água em torno da camisa de cilindros, controlando, assim, a temperatura da câmara de combustão por meio do controle da vazão do liquido de arrefecimento.

O sistema é composto por dois atuadores: a bomba elétrica de água e a válvula de controle, modelados no ambiente GT-Cool. O sinal de temperatura da parede de cilindros, Tw, gerado no GT-Cool é enviado para o Simulink, e dois sinais de controle, um para a bomba de água (RPM_B) e outro para a válvula (Pos_V) são enviados para o GT-Cool, através do objeto de interface entre os *softwares*. O valor da temperatura Tw calculada no GT-Cool passa por um atraso de estimação na resposta do sinal pois o valor da temperatura é um valor calculado. Para manter a temperatura estimada (Tw) próxima ao valor desejado (Tw_des), sempre que houver um erro (diferença) entre (Tw_des) e o valor de temperatura estimado, o sistema desencadeará uma ação de controle na bomba de água e na válvula, abrindo-a ou fechando-a, aumentando ou diminuindo a vazão de água do circuito arrefecedor. Os parâmetros de sintonia dos controladores PID consistem nos ganhos Kp, Ki e Kd, das respectivas ações em cada um dos controladores. Essa sintonia é feita para o atendimento dos requisitos das malhas de controle, por exemplo, para que seja minimizado um funcional de custo no erro de regulação ou de rastreamento. Neste trabalho, os requisitos de projeto estão sintetizados nos itens (1)-(3) acima e inseridos no processo de projeto via otimização, proporcionado pelo bloco *Signal Constraint,* conforme ilustra a figura 67.

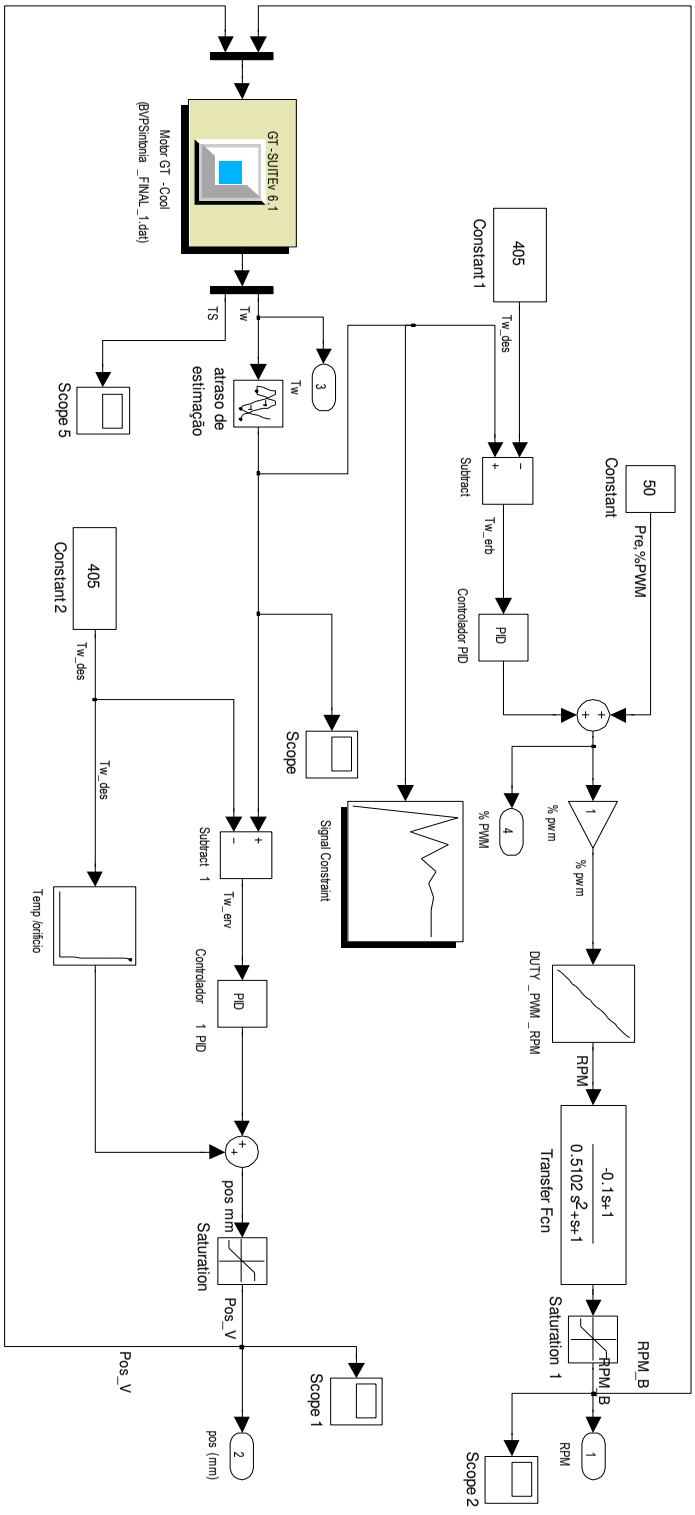


Figura 66 - Diagrama de blocos do sistema para fins de sintonia dos controladores e análise.

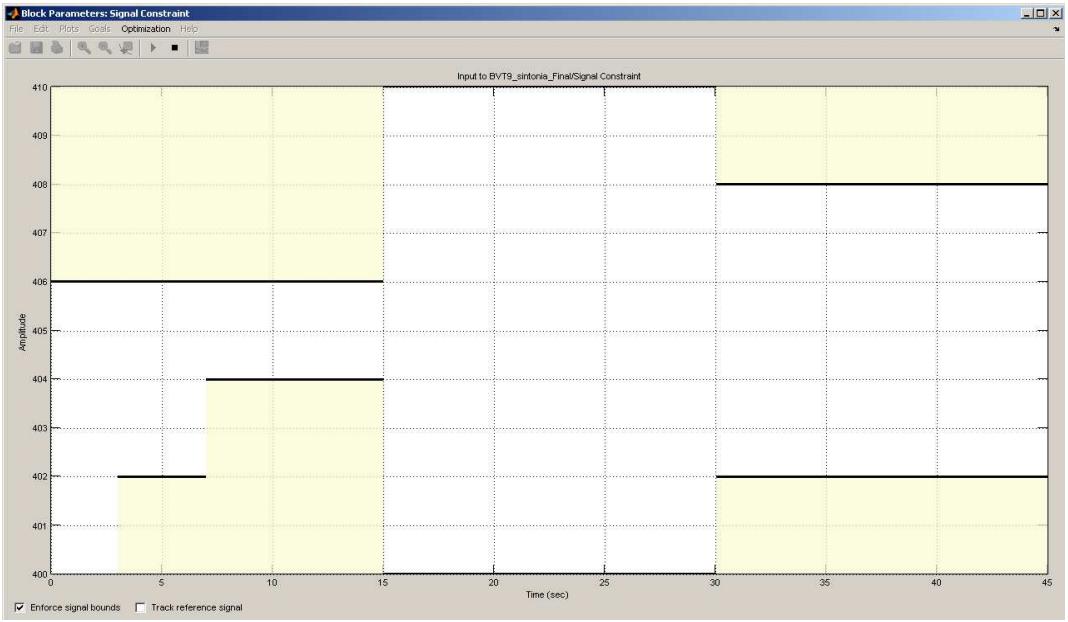


Figura 67. Requisitos iniciais para a sintonia dos controladores

A sintonia dos controladores é efetuada iterativamente, sob controle do ambiente Simulink, a partir de um conjunto de valores iniciais para os ganhos Kp, KI e KD. Alguns testes preliminares orientaram essa escolha inicial.

5 RESULTADOS EXPERIMENTAIS

Neste capítulo são apresentados os resultados de projeto e de simulação do sistema. Os resultados dos ensaios de emissões, descritos na seção 3.4.2 do Capitulo 3, permitiram concluir que controlando a temperatura da água em torno da camisa de cilindros e mantendo-a controlada durante os transientes de carga e rotação, resulta em controle da temperatura na câmara de combustão e, conseqüentemente, a redução nos níveis de emissões dos gases poluentes e redução no consumo de combustível.

5.1 Resultados do projeto de controle da temperatura TW 1°experimento

A Figura 68 ilustra os resultados do projeto de controle da temperatura Tw, a Tabela 4 ilustra o resumo dos ganhos obtidos para os controladores.

Onde Kp1, Ki1 e Kd1 são os ganhos do controlador da bomba de água e Kp2, Ki2 e Kd2 são os ganhos do controlador da válvula de orifício.

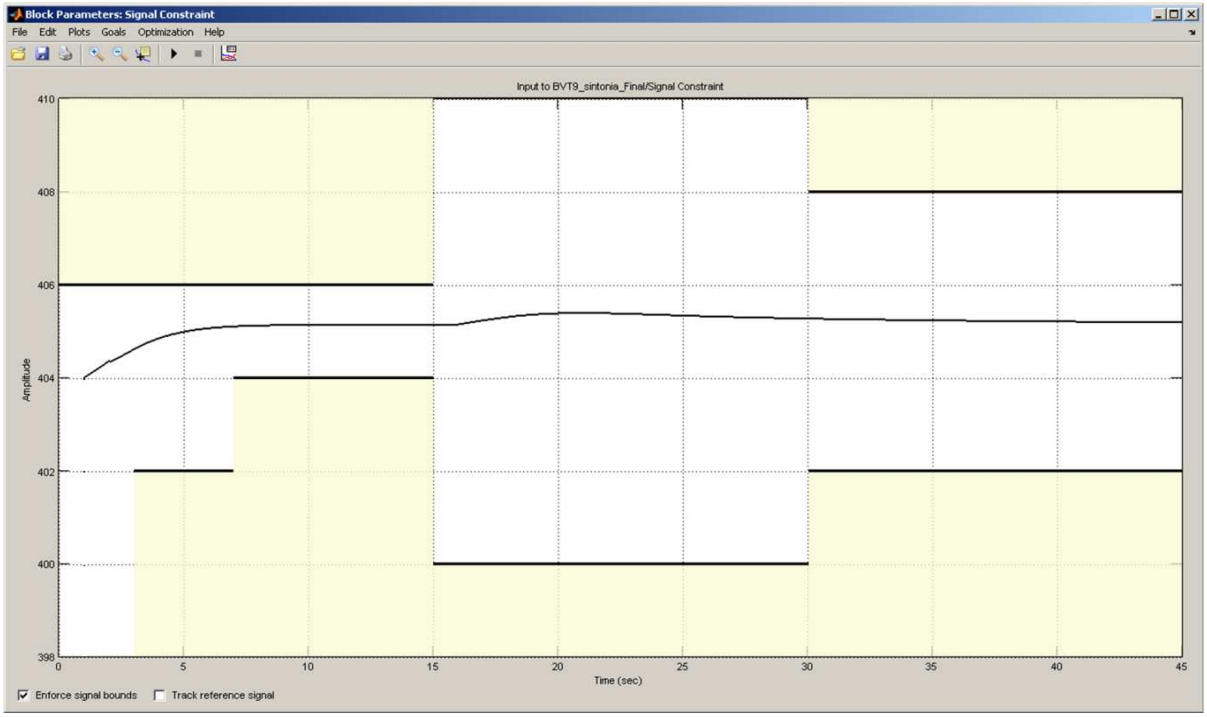
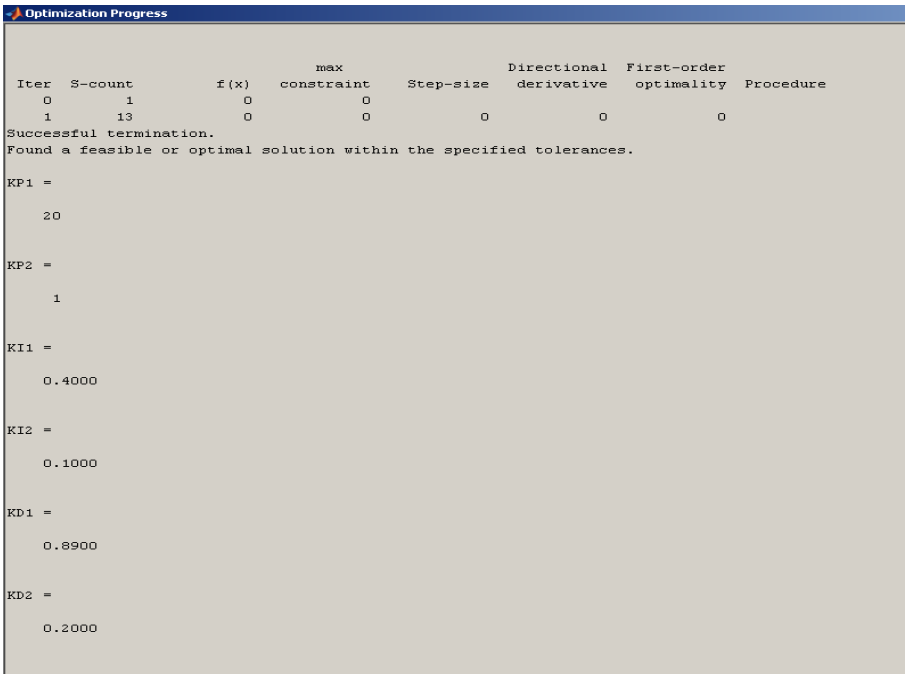


Figura 68 – Gráfico dos resultados de controle de temperatura Tw obtido na 1° simulação

Tabela 4, Resumo dos ganhos dos controladores obtidos durante o ensaio.



Os ganhos obtidos neste experimento foram Kp1= 20, Ki1=0.40 e Kd1= 0.890 para o controlador da bomba e Kp2= 1, Ki2 = 0.10 e Kd2= 0.20 para o controlador da válvula de orifício. A Figura 69 apresenta o distúrbio na rotação, a Figura 70 ilustra o tempo de acomodação da temperatura Tw, após aplicado o distúrbio tipo degrau de 30% na rotação do motor.

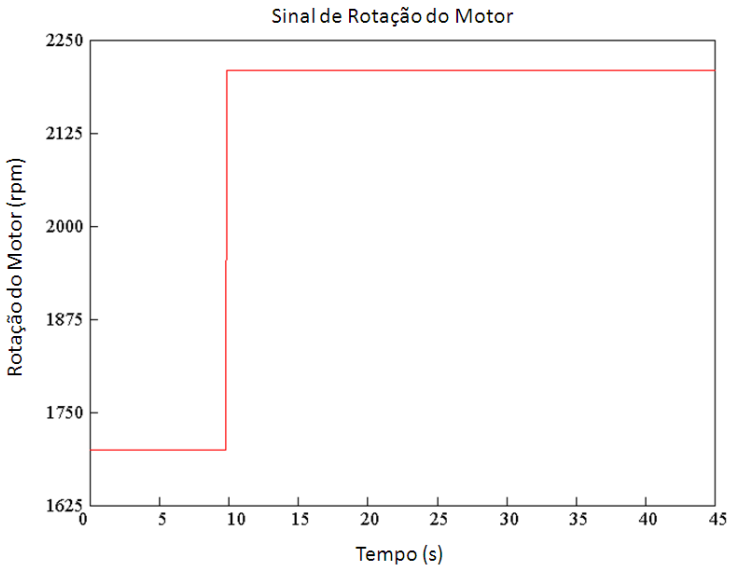


Figura 69 – Distúrbio tipo degrau na rotação do motor

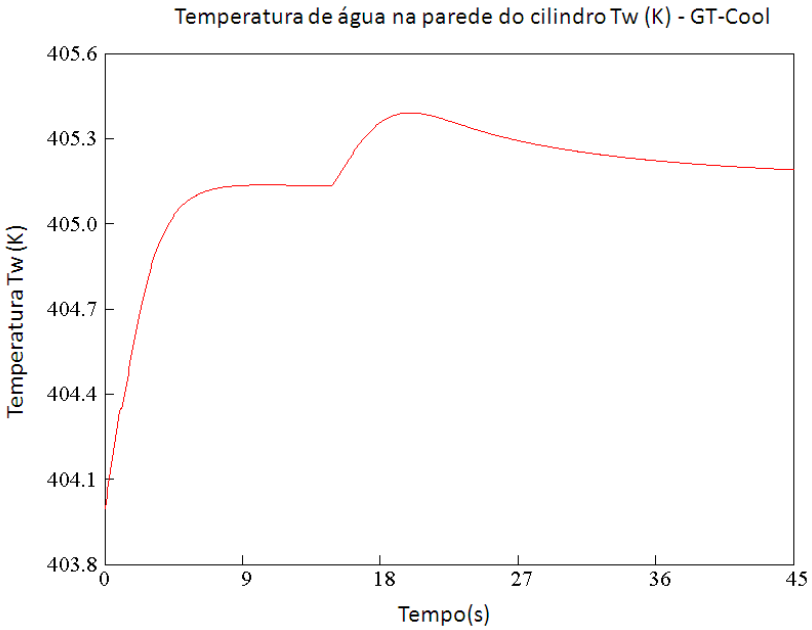


Figura 70 – Tempo de acomodação da temperatura Tw após distúrbio na rotação do motor

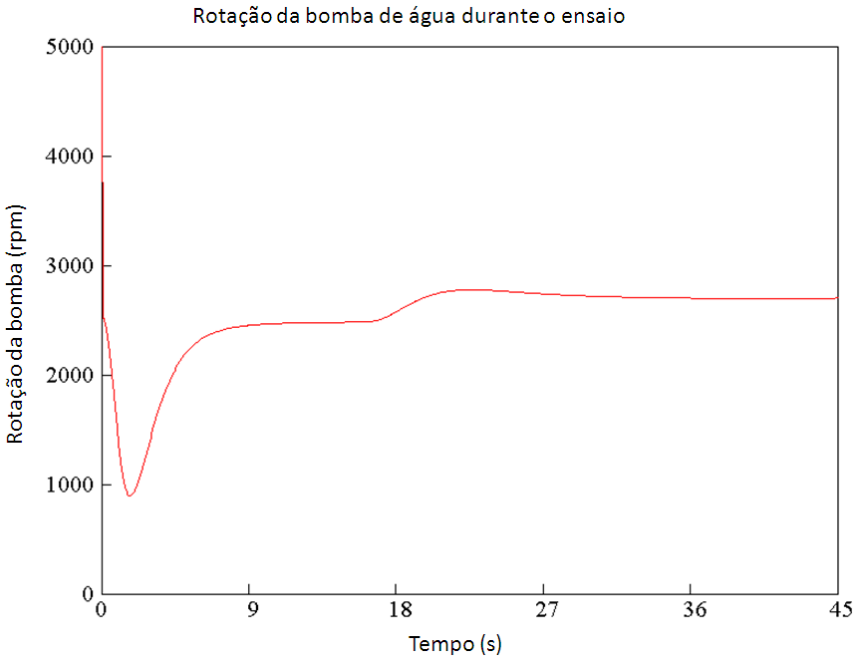


Figura 71 – Sinal de rotação da bomba de água durante o transiente de rotação do motor

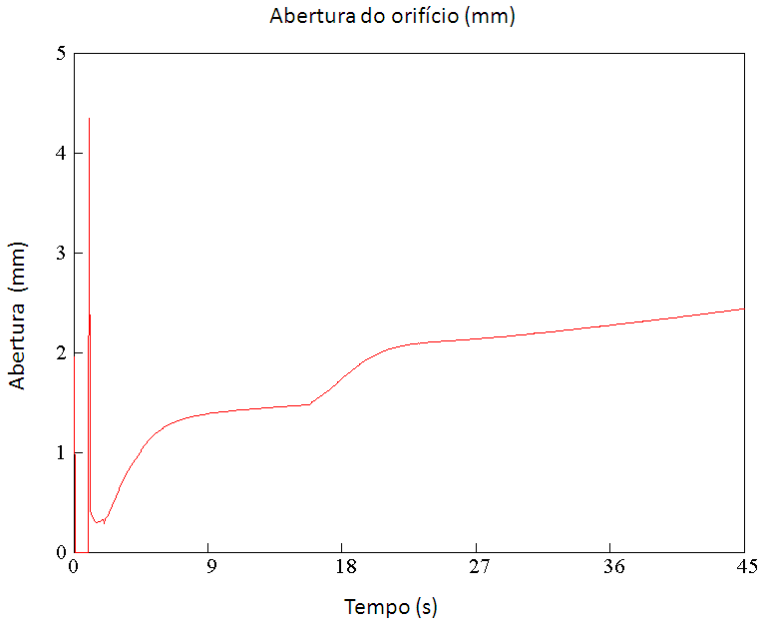


Figura 72 – Sinal de abertura do orifício durante o transiente 30% de rotação do motor

5.2 Resultados do projeto de controle da temperatura TW 2°experimento

Após o término do primeiro experimento, uma segunda proposta em reduzir o tempo de acomodação de 15s para 10s mantendo o distúrbio de 30% na rotação. Os resultados da simulação e resumo dos ganhos dos controladores estão representados na Figura 73 e Tabela 5.

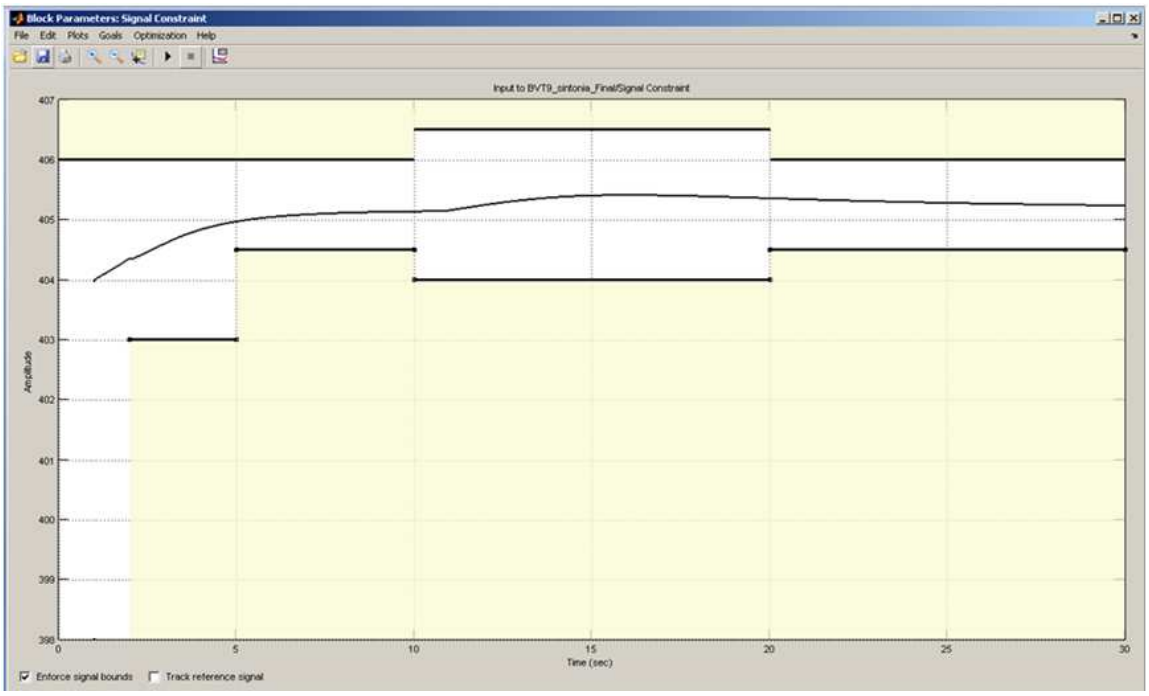
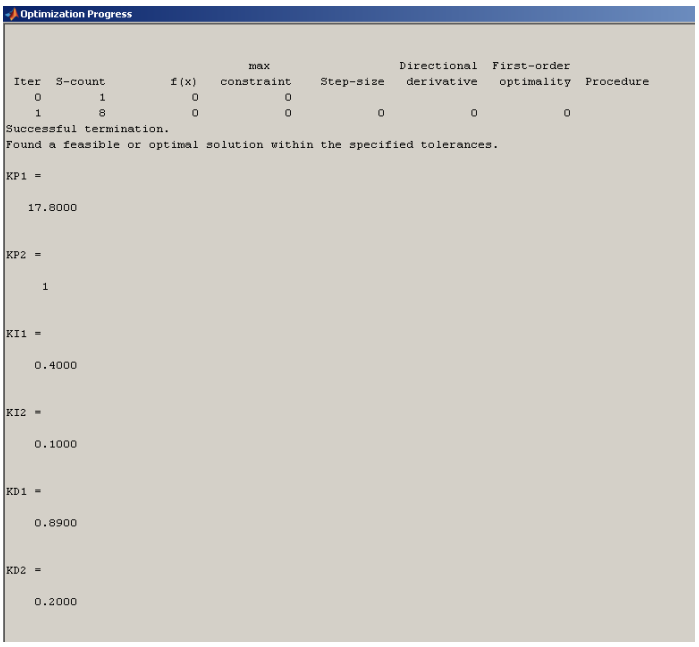


Figura 73 – Gráfico dos resultados de controle de temperatura Tw obtido na 2° simulação

A Tabela 5 ilustra o resumo dos ganhos dos controladores obtidos no segundo experimento.

Tabela 5 - Resumo dos ganhos dos controladores com a redução no tempo de acomodação



No 2° experimento, os ganhos obtidos neste experimento foram Kp1= 17.80, Ki1=0.40 e Kd1= 0.890 para o controlador da bomba e Kp2= 1, Ki2 = 0.10 e Kd2= 0.20 para o controlador da válvula de orifício. A Figura 74 apresenta o distúrbio na rotação, a Figura 75 ilustra o tempo de acomodação da temperatura Tw, depois de aplicado o distúrbio tipo degrau de 30% na rotação do motor.

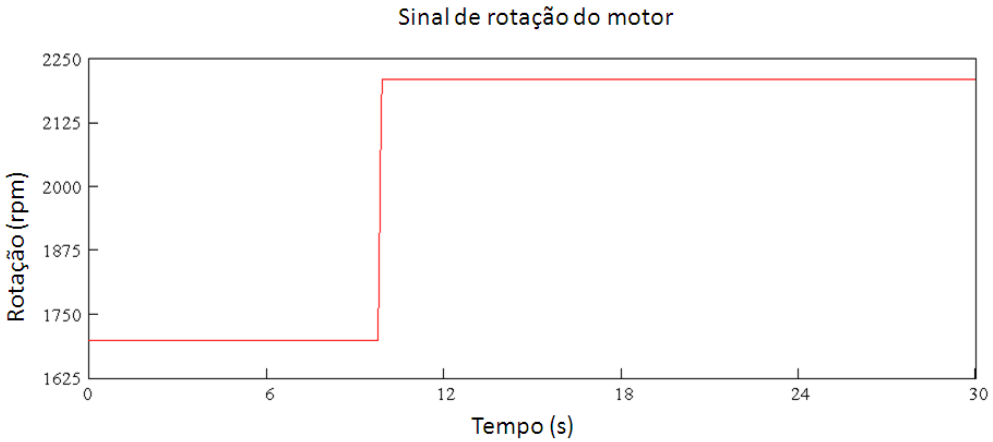


Figura 74 – Distúrbio tipo degrau de 30% na rotação do motor

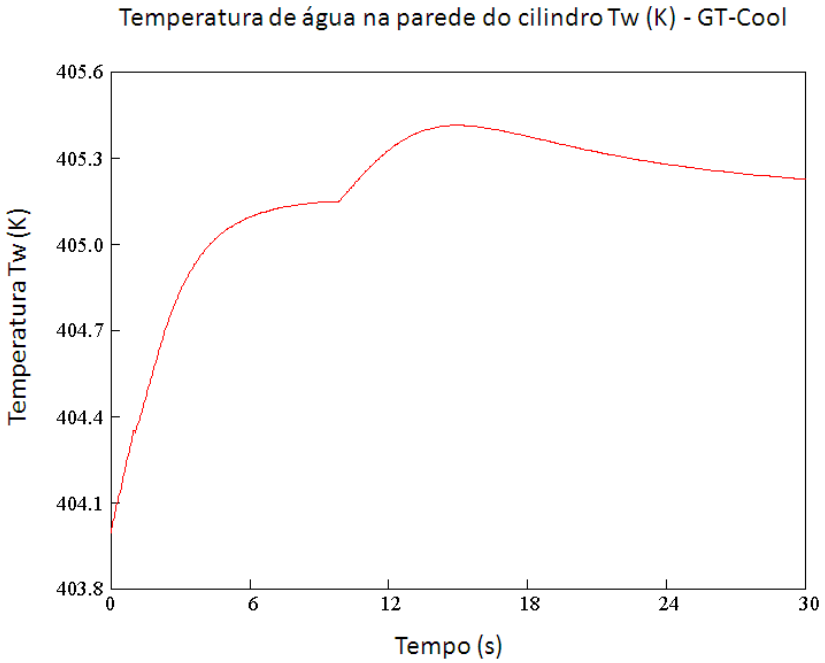


Figura 75 – Tempo de acomodação da temperatura Tw após distúrbio 30% na rotação do motor

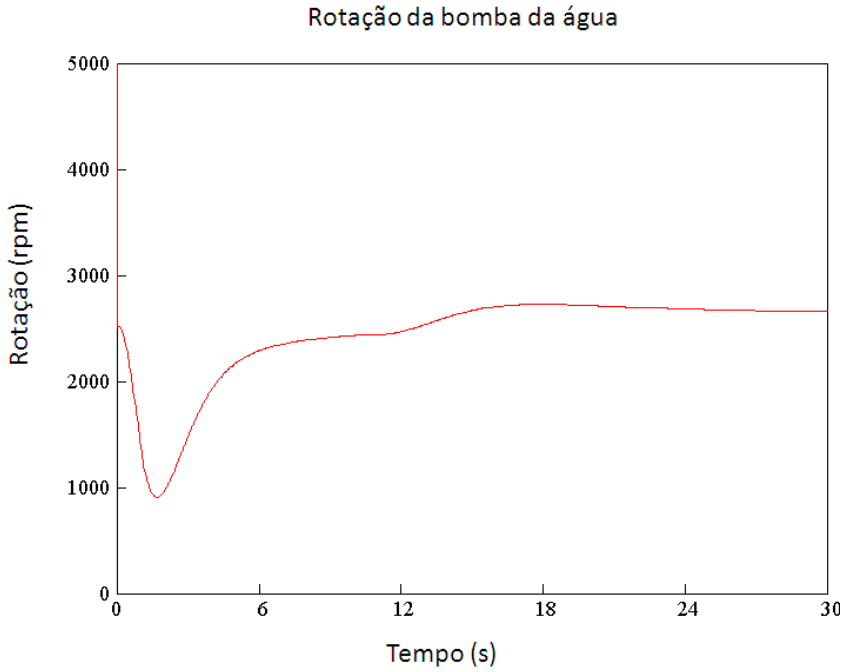


Figura 76 – Sinal de rotação da bomba de água durante o transiente de rotação do motor

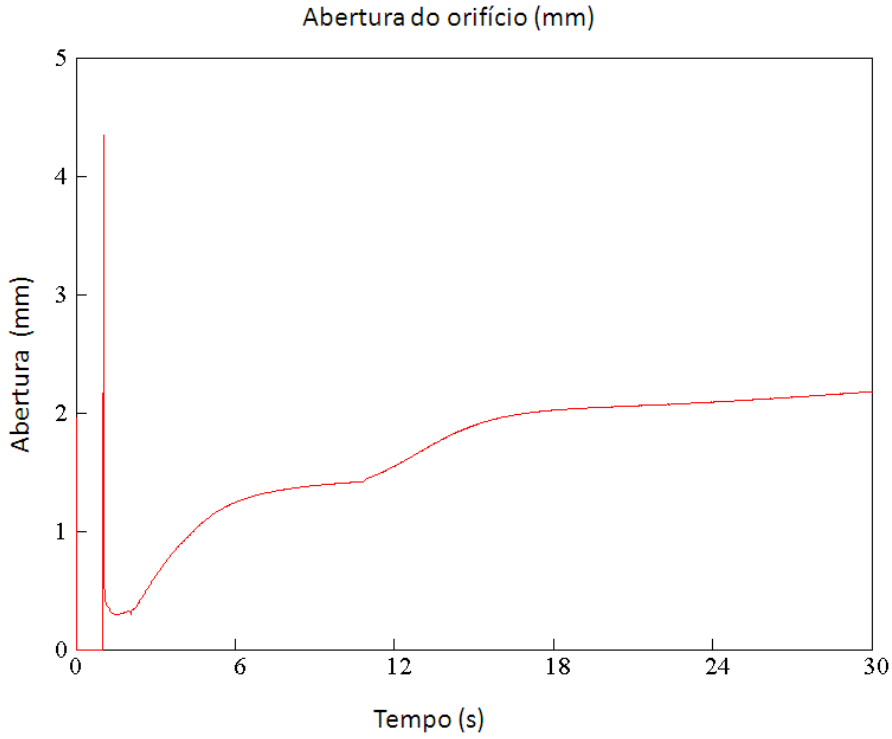


Figura 77 – Sinal de abertura do orifício durante o transiente 30% de rotação do motor

Como foi observado no 2° experimento o controle reagiu ao distúrbio atingindo o valor de temperatura Tw.

6. CONCLUSÕES E DESENVOLVIMENTOS FUTUROS

6.1 Conclusões

Os resultados descritos na literatura técnica especializada (Bibliografia de referência), bem como a experiência acumulada na MWM International Motores e ensaios efetuados no contexto deste trabalho, permitem antever que a utilização de um sistema de arrefecimento do motor controlado eletronicamente, tende a reduzir, simultaneamente, o consumo de energia, a temperatura da parede do cilindro e as flutuações da temperatura, a fim de reduzir o consumo de combustível e redução nas emissões. A melhoria na economia de combustível vem também na redução da alimentação dos acessórios pelo motor. Além disso, resultados experimentais encontrados na literatura e constatados em ensaios reais já efetuados, mostram que o NOx foi reduzido significativamente, controlando-se a temperatura de água do motor; também o consumo de combustível mostrou um comportamento favorável a redução com o controle da temperatura da água. Houve também a redução dos gases , e .

Este trabalho mostrou também que o sistema de arrefecimento usado no motor de referência precisa de uma revisão no dimensionamento de suas galerias de água para suportar os requisitos e a eficiência do novo sistema que foi proposto. O projeto do controlador mostrou-se capaz de controlar a temperatura Tw como visto nos resultados apresentados no capitulo 5.

6.2 Desenvolvimentos Futuros

Uma proposta de substituição da bomba de óleo lubrificante mecânica por uma bomba de óleo controlada eletronicamente e gerar benefícios no consumo de combustível reduzindo a carga no acionamento, aumentar a durabilidade do motor melhorar a eficiência no sistema de lubrificação, combinado com o sistema de arrefecimento proposto neste projeto.

Outra proposta é colocar um sensor de temperatura na parede do cilindro e medir a temperatura do liquido de arrefecimento Tw em torno da parede. Essa informação irá ajudar no processo de otimização da combustão e minimizar o atraso na resposta do controlador.

Referências

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. NBR 13.705; NBR 14.261; NBR 15.297; NBR 14.844.

Lourenço, A. A. de Mattos, 2010. "Otimização de sistema de pós-tratamento de gases de escape do tipo catalisadores seletivos em motores diesel", Tese de mestrado profissional UNICAMP.

Brian J Luptowski, 2005. "Development of the Enhanced Vehicle and Engine Cooling System Simulation and Application to Active Cooling Control." SAE Technical Paper n° 2005-01-0697.

Cortona, E., and Onder C. H., 2000, "Application of Controllable Electric Coolant Pump for Fuel Economy and Cooling Performance Improvement", IMECE 2004-61056.

Chad Lehner, et al., 2001. "Design and Development of a Model Based Feedback Controlled Cooling System for Heavy Duty Diesel Truck Applications Using a Vehicle Engine Cooling System Simulation" SAE Technical Paper n° 2001-01-0336.

EURO V "Regulation (EC) No 715/2007 of the European Parliament and of the Council of 20 June 2007".

H. H. Pang., 2004. "Potential of a Controllable Engine Cooling System to Reduce Nox Emissions in Diesel Engines ", SAE Technical Paper n° 2004-01-0054.

John R. Wagner, Venkat Srinivasan and Darren M. Dawson, 2005." Smart Thermostat and Coolant Pump Control for Engine Thermal Management Systems" SAE Technical Paper n° 2003-01-0272.

Magdi, K. Khair, 2001. "Diesel Engines Fundamentals", www.dieselnet.com.

Ribeiro, Eduardo, et al. 2007. "Electric Water Pump for Engine Cooling" SAE Technical Paper n° 2007-01-2785.

Suzuki, T., et al., 2000. "Heat Transfer in the Internal Combustion Engines", SAE Technical Paper n° 2000-01-0300.

Xu, Z., Johnson, J. H., and Chiang, E. C., 1984, "A Simulation Study of a Computer Controlled Cooling System for a Diesel Powered Truck", SAE Technical Paper n° 841711.

Xu, Z., Johnson, J. H., and Chiang, E. C., 1984, "The Design and Testing of a Computer Controlled Cooling System for a Diesel Powered Truck", SAE Technical Paper n° 841712.

Gamma Technologies. "*GT-COOL Tutorials Version 6.1"*, 2006.

Gamma Technologies. "*GT-COOL User's Manual Version 61"*, 2006.